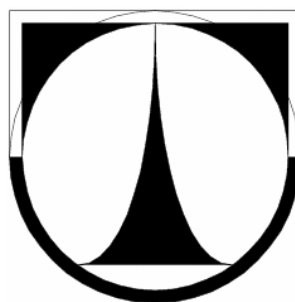


Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní



Milan Hátle

## **Optimalizace pohonu posuvu stolu CNC frézky**

Diplomová práce

2007

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor: Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Obráběcí a montážní stroje

## **Optimalizace pohonu posuvu stolu CNC frézky**

### **Feed drive optimization of the table of CNC milling center**

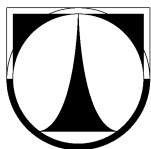
KVS - OS - 310

Milan Hátle

Vedoucí práce: Prof. Ing. Jan Skalla, CSc.

Počet stran: 51  
Počet příloh: 10  
Počet obrázků: 21  
Počet tabulek: 48  
Počet modelů  
nebo jiných příloh: 0

V Liberci 14. května 2007



## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Jméno a příjmení	<b>Milan H á t l e</b>
Studijní program	<b>M2301 Strojní inženýrství</b>
Obor	<b>2302T010 Konstrukce strojů a zařízení</b>
Zaměření	<b>obráběcí a montážní stroje</b>

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

### **Optimalizace pohonu posuvu stolu CNC frézky**

#### **Zásady pro vypracování:**

(uveďte hlavní cíle diplomové práce doporučené metody pro vypracování)

1. Zpracujte rozbor současného stavu a všeobecný přehled stávajících pohonů posuvů. Zaměřte se zejména na frézovací stroje střední velikosti a na statické a dynamické parametry pohonů jejich souřadnic.
2. Definujte silové a rychlostní poměry servomechanismu podélného suportu (osa X) CNC frézky s valivým vedením s těmito parametry:
  - Zdvih suportu 1200 mm
  - Hmotnost suportu 800 kg
  - Maximální rychlost (rychloposuv) 30 m/min
  - Maximální řezná síla ve směru osy X: 15.000 NZrychlení by mělo být co nejvyšší – zhruba do 5 m/s<sup>2</sup>
3. Navrhněte varianty pohonů s převodem ozubeným řemenem a vypočtěte jejich antirezonanční frekvence a dosažitelné zrychlení. Použijte vícehmotový diskretizovaný model pohonu posuvu.
4. Zpracujte přehled navržených variant a vyhodnoťte a vyberte optimální řešení pohonu z hlediska dosažitelné rychlosti, zrychlení a antirezonanční frekvence.

**TÉMA: Optimalizace pohonu posuvu stolu CNC frézky**

ANOTACE: Tato práce se zabývá optimalizací pohonu posuvu stolu CNC frézky. První část shrnuje současný stav a přehled jednotlivých prvků používaných u pohonů posuvů. Dále je v ní uveden obecný postup výpočtu pomocí více-motového diskretizovaného modelu pohonu posuvu. Následují tři navržené optimalizační postupy, pro nalezení optimální varianty řešení z hlediska dosažitelné rychlosti, zrychlení a antirezonanční frekvence k danému zadání. Práce je zakončena výběrem nejlepších variant řešení.

**THEME: Feed drive optimization of the table of CNC milling center**

ANNOTATION: This thesis deals with feed drive optimization of the table of CNC milling center. The first part sums up the present condition and survey of single elements used by feed drive. Further on there is presented the common calculation progress by means of several simplified finite element model of feed drive. Three proposed optimization procedures for finding of optimal solution from the standpoint of available speed, acceleration and antiresonant frequency to a given problem come next. The thesis is concluded with the best selected variants of solution.

Desetinné třídění:

Klíčová slova: ( optimalizace, pohon posuvu, více-motový model,  
antirezonanční frekvence)

Zpracoval: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů  
Dokončeno: 2007

Archivní označení zprávy:

Počet stran: 51  
Počet příloh: 10  
Počet obrázků: 21  
Počet tabulek: 48  
Počet modelů  
nebo jiných příloh: 0

### **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o výdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Datum: .....

.....

Milan Hátle

### **Místopřísežné prohlášení**

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Liberci .....

.....

Milan Hátle



## **OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE**

<b>OBSAH</b>	<b>6</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ</b>	<b>8</b>
<b>1 ÚVOD</b>	<b>10</b>
<b>2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POHONU POSUVŮ</b>	<b>11</b>
<b>2.1 Lineární pohon</b>	<b>11</b>
2.1.1 Princip	11
2.1.2 Výhody a nevýhody	12
<b>2.2 Pohon kuličkovým a planetovým šroubem</b>	<b>12</b>
2.2.1 Zjednodušené blokové schéma CNC systému	12
2.2.2 Kuličkový šroub	12
2.2.3 Kuličkové šrouby pro vysoké rychlosti	13
2.2.4 Planetový šroub	14
2.2.5 Moderní frekvenčně řízené elektropohony	15
2.2.6 Odměřování	15
2.2.7 Vedení lineárních os	16
2.2.8 Přehled dosahovaných rychlostí a zrychlení posuvových os u dnešních moderních CNC center	17
<b>3 OBECNÝ POSTUP VÝPOČTU POSUVOVÉ OSY</b>	<b>18</b>
<b>3.1 Matematický model lineární posuvové osy s kuličkovým šroubem</b>	<b>18</b>
<b>3.2 Model pohonu s rotujícím, oboustranně axiálně uloženým šroubem připojeným k motoru vloženým převodem</b>	<b>20</b>
<b>3.3 Kondenzace vícehmotového modelu</b>	<b>24</b>
<b>3.4 Rychlost a zrychlení suportu</b>	<b>26</b>
<b>3.5 Stanovení točivého momentu motoru</b>	<b>27</b>



<b>4</b>	<b>VÝPOČTY</b>	<b>30</b>
<b>4.1</b>	<b>Tabulkové hodnoty, vstupní údaje a předběžné výpočty</b>	<b>30</b>
4.1.1	Uvažované průměry šroubů a řada stoupání	30
4.1.2	Řemeny a řemenice	30
4.1.3	Rozměry a parametry ložisek	33
4.1.4	Rozměry kuličkových šroubů a matic	33
4.1.5	Dovolené zatížení šroubů	34
4.1.6	Motory	35
<b>4.2</b>	<b>Optimalizační postupy s výpočty</b>	<b>36</b>
4.2.1	Optimalizace na konst. max. rychlost	36
4.2.2	Optimalizace na max. zrychlení	42
4.2.3	Optimalizace na max. antirezonanční frekvenci	45
<b>4.3</b>	<b>Výběr optimální varianty</b>	<b>48</b>
<b>5</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>49</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b>	<b>50</b>
	<b>POUŽITÝ SOFTWARE</b>	<b>51</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>51</b>



**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$a$	$[m/s^2]$	zrychlení (přímočarý směr pohybu)
$a_{pLmax}$	$[m/s^2]$	maximální dosažitelné pracovní zrychlení suportu
$a_{rLmax}$	$[m/s^2]$	maximální dosažitelné zrychlení suportu při rychloposuvu
$\varepsilon_S$	$[rad/s^2]$	úhlové zrychlení kuličkového šroubu
$d_0$	$[mm]$	jmenovitý $\varnothing$ kuličkového šroubu (oběžný $\varnothing$ kuliček)
$D$	$[mm]$	vnější $\varnothing$ ložiska
$D_S$	$[mm]$	skutečný $\varnothing$ kuličkového šroubu
$D_1$	$[mm]$	$\varnothing$ kuličkového šroubu pod ložisky, vnitřní $\varnothing$ ložiska
$D_2$	$[mm]$	$\varnothing$ kuličkového šroubu pod řemenicí
$E$	$[MPa]$	modul pružnosti oceli v tahu ( $2,1 \cdot 10^5$ MPa)
$F_i$	$[N]$	síla v místě $i$
$F_L$	$[N]$	max. řezná síla ve směru pohybové osy
$G$	$[MPa]$	modul pružnosti oceli ve smyku ( $8 \cdot 10^4$ MPa)
$h$	$[mm]$	stoupání šroubu
$H$	$[m/rad]$	stoupání šroubu vztažené na radián
$H_2$	$[mm]$	šířka ložiska
$J_p$	$[m^4]$	polární moment kuličkového šroubu
$J_{R1}, J_{R2}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti hnací, hnané řemenice
$J_M$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru
$J_L$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti ložiska
$J_{Scl}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti celého kuličkového šroubu
$J_{Sred}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti všech pohybujících se hmot redukovaný na kuličkový šroub
$J_{ij}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti segmentu kuličkového šroubu
$J_{S1}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti části kuličkového šroubu před 1. ložiskem
$J_{S2}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti části kuličkového šroubu od 2. ložiska na konec
$J_{132}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti části kuličkového šroubu mezi středy ložisek
$k$	$[N/m]$	axiální tuhost
$k_M$	$[N/\mu m]$	axiální tuhost kuličkové matice
$k_{ALi}$	$[N/\mu m]$	axiální tuhost ložiska
$k_{Aij}$	$[N/m]$	axiální tuhost segmentu kuličkového šroubu
$k_R$	$[N/m]$	podélná tuhost řemene
$k_T$	$[Nm/rad]$	torzní tuhost
$k_{Tij}$	$[Nm/rad]$	torzní tuhost segmentu kuličkového šroubu
$K_{ms}$	$[-]$	převodové číslo
$l$	$[m]$	délkový rozměr
$L_1$	$[mm]$	délka části kuličkového šroubu pod ložiskem
$L_2$	$[mm]$	šířka řemenice v místě náboje
$L_Z$	$[mm]$	zdvih suportu
$L_R$	$[mm]$	rezervní délka kuličkového šroubu
$LG_1$	$[mm]$	délka části kuličkového šroubu pro pojistnou matici
$L_M$	$[mm]$	šířka kuličkové matice
$L_{132}$	$[mm]$	vzdálenost středů ložisek kuličkového šroubu
$L_{ij}$	$[mm]$	délka segmentu kuličkového šroubu



$m_L$	[kg]	max. uvažovaná hmotnost suportu včetně obrobku
$m_{ij}$	[kg]	hmotnost segmentu kuličkového šroubu
$M_k, M_{ki}$	[Nm]	obecný moment, moment v místě i
$M_n$	[Nm]	jmenovitý moment motoru při $n_j$
$M_0$	[Nm]	záběrový moment motoru
$M_{dyn1}$	[Nm]	(dynamický) moment při zrychlování na $a_{pLmax}$
$M_{dyn2}$	[Nm]	(dynamický) moment při zrychlování na $a_{rLmax}$
$M_M, M_S$	[Nm]	dynamický moment na motoru, šroubu
$n$	[ot/min], [-]	otáčky motoru, exponent $n = 3,5$
$n_j$	[ot/min]	jmenovité otáčky motoru
$n_m$	[ot/min]	otáčky motoru
$n_s$	[ot/min]	otáčky šroubu
$\omega_{MK}, \omega_{LK}$	[Hz]	antirezonanční frekvence
$\Omega_K$	[Hz]	rezonanční frekvence systému
$p_R$	[-]	převodový poměr na řemenicích
$p$	[rad/m]	celkový převod vztažený na radián
$p_2$	[1/m]	celkový převod vztažený na otáčku
$P_n$	[kW]	jmenovitý výkon elektromotoru
$r_1, d_{w1}$	[mm]	roztečný poloměr, průměr hnací řemenice
$r_2, d_{w2}$	[mm]	roztečný poloměr, průměr hnané řemenice
$\rho, \rho_1, \rho_2$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota, hustota oceli, hustota šedé litiny
$S$	[m <sup>2</sup> ]	plocha průřezu kuličkového šroubu
$t, b$	[mm]	rozteč zubů ozubeného řemene, šířka řemene
$v_L$	[m/s]	rychlost suportu
$v_{Lmax}$	[m/s]	max. rychlost suportu při rychloposuvu
$v_{pLmax}$	[m/s]	max. pracovní rychlost suportu
$Z_1, Z_2$	[-]	počet zubů hnací, hnané řemenice

značení souřadnic:

$\varphi_M$	rotační výchylka motoru
$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$	rotační výchylka v místě 1, 2, 3 kuličkového šroubu
$x_1, x_2, x_3$	podélná výchylka v místě 1, 2, 3 kuličkového šroubu
$x_L$	podélná výchylka suportu

značení matic a vektorů:

$M, M_{rk}$	matice hmotnosti, kondenzovaná matice hmotnosti
$K, K_{rk}$	matice tuhosti, kondenzovaná matice tuhosti
$T$	transformační matice
$q$	sloupcový vektor nezávislých souřadnic
$f(t)$	sloupcový vektor silových účinků

Pozn.:

- některé uvedené souřadnice a vektory se vyskytují v první i druhé derivaci (značeno tečkami nad příslušnou značkou)
- význam zkratk které seznam neobsahuje, je vysvětlen v místě jejich prvního zavedení



## 1 ÚVOD

S nástupem nových materiálů řezných břitů, které dovolují vysoké řezné rychlosti, vznikl prostor pro vývoj obráběcích strojů pro nové technologie vysokorychlostního obrábění (HSC – High – Speed – Cutting).

Snaha za dosažením max. rychloposuvů a zrychlení, při zachování přesnosti polohování, neustále přetrvává. S klasickými rotačními pohony posuvů s pohybovými kuličkovými šrouby se z toho stává poněkud nesnadný úkol. Rozhodující roli tu hraje omezení kritickými otáčkami kuličkového šroubu. Proto lze očekávat pro technologie HSC čím dál častěji jejich nahrazování pohony lineárními.

K velkému rozvoji výroby a k praktickému uplatnění lineárních motorů a pohonů došlo až v posledních letech. V současné době vliv technického vývoje a tvrdší konkurenční boj mezi výrobci zapříčinil velký nárůst vhodných aplikací pro nasazení lineárních motorů. Stále se vyvíjející elektronické prvky, které umožňují plynulé řízení rychlosti a zpřesňují polohování celého lineárního systému, poskytují výrobcům širší prostor v oblasti technického využití těchto dynamických pohonů. Možnosti klasických rotačních motorů s mechanickým převodem z pohybu rotačního na pohyb lineární jsou totiž v řadě průmyslových aplikací využívány na mezi dynamiky dané setrvačnými hmotami a na mezi přesnosti dané dynamickou tuhostí pohonů. Klasický pohon vykazuje v místech převodu (rotační motor - kuličkový šroub - lineární vedení) značné tření a poddajnost. U lineárního motoru tyto nevýhody odpadají a přesnost polohování je závislá pouze na typu odměřovacího systému. V současné době zůstávají kuličkové šrouby stále nejpoužívanějším pohonem lineárních os. V jejich prospěch hovoří stále nižší pořizovací cena a mnoho zkušeností s jejich aplikací v porovnání s lineárními motory. Stroje jsou často vybavovány šrouby s motory připojenými přímo, bez vloženého řemenového převodu. Šrouby mohou být dodávány jako duté a protékané chladicím médiem, aby se omezila jejich tepelná dilatace a tím možné nepříznivé přetěžování částí konstrukce. Dalším krokem ke zvýšení přesnosti pohybové osy je použití aktivních kompenzací tepelných deformací kuličkového šroubu. Šrouby jsou vetknuty na obou koncích a jsou jednosměrně protékány chladičem. Motor, jako jeden z hlavních zdrojů tepla, je ke šroubu připojen přes chlazenou přírubu, aby neohříval šroub a nosnou strukturu.

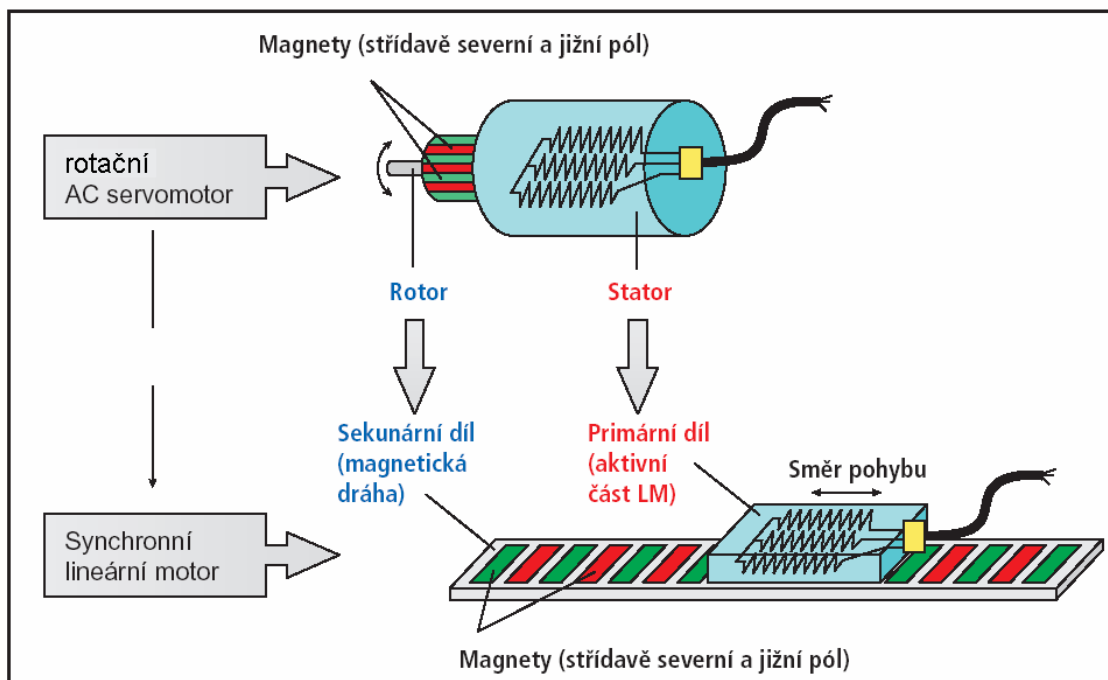
Výše zmíněné prvky (i jiné další) používané v dnešních pohonech posuvů stručně shrnuje druhá kapitola.



## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POHONU POSUVŮ

### 2.1 Lineární pohon

#### 2.1.1 Princip



Obr. 1: Princip lineárního motoru

Statorem u lineárních motorů je označován primární díl a rotorem sekundární díl. Primární část je tvořena stejně jako u klasických strojů feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí uloženého v jeho drážkách. Proti primárnímu dílu je konstrukčně uspořádána sekundární část tvořená permanentními magnety, které jsou nalepeny na ocelové podložce. Pokud přivedeme do primární části (jezdec) řídicí proud, vznikne magnetické pole mezi oběma částmi a dojde k pohybu jezdce. Úroveň proudu můžeme ovládat rychlost pohybu. Téměř výhradně se pro řízení používají číslicové regulátory s kaskádním uspořádáním tří zpětných vazeb: vnitřní proudové, střední rychlostní a vnější polohové. V poslední době se objevují pokusy, kdy je do obvodu zařazena smyčka regulace zrychlení. Sekundární díl tvoří ve většině uspořádání delší část stroje (magnetická dráha), kterou lze podle potřeby sestavovat do určitých délek. O části, která se má pohybovat, rozhoduje konstrukční uspořádání. Ve většině konstrukcí se pohybuje primární část (jezdec) po dráze tvořené libovolným počtem sekundárních dílů.



### 2.1.2 Výhody a nevýhody

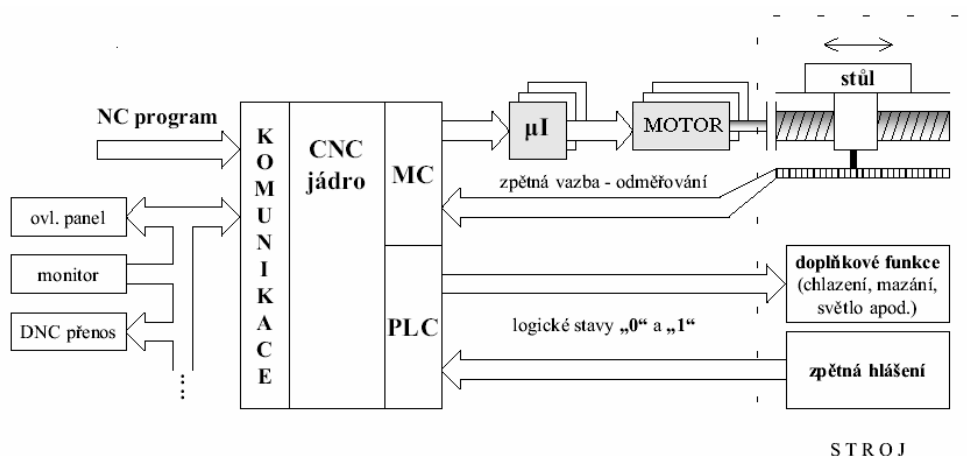
Mezi přednosti lineárních motorů patří neomezená délka magnetické dráhy, vysoká přesnost polohy a velké dosahované rychlosti a zrychlení. Je možné navrhnout více sekundárních částí (jezdců) na jedné magnetické dráze, které se pohybují nezávisle na sobě.

Nevýhodou zmíněného uspořádání je, že k pohybující se části musí být přiveden napájecí kabel, kabel snímače polohy a přívod chladicí kapaliny. Chybí převodový účinek na zvyšování síly jako u kuličkového šroubu. Celou tažnou sílu musí lineární motor vyvodit sám. Ta se pohybuje max. v řádu  $10^4$  N.

Z tohoto důvodu jsou lineární motory nasazovány hlavně v aplikacích, kde jsou požadovány menší obráběcí síly, ale velmi vysoké rychlosti. (viz technologie HSC)

## 2.2 Pohon kuličkovým a planetovým šroubem

### 2.2.1 Zjednodušené blokové schéma CNC systému



Obr. 2: Blokové schéma CNC systému

MC – řízení pohybu, PLC – programovatelný logický automat,  $\mu I$  – mikrointerpolátor

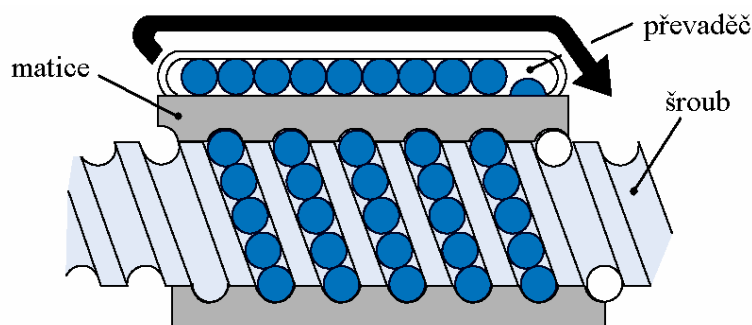
### 2.2.2 Kuličkový šroub

Rozsáhlá skupina kuličkových šroubů je založena na odvalování kuliček vložených do závitu mezi maticí a šroub. Je používán gotický profil závitu, který zajišťuje optimální stykový úhel mezi kuličkou a boky závitu. Protože je délka matice omezená, je nutné kuličky po průchodu maticí převést na začátek závitu matice. K tomu slouží tzv. převaděč. Kuličková matice je pevně připojena k suportu stolu, který se pohybuje v lineárním vedení.

Hlavní výhody kuličkového šroubu jsou vysoká účinnost, malé opotřebení, stálá přesnost a možnost vymezování vůlí a předepnutí.



Nejdůležitějším omezujícím faktorem jsou max. otáčky šroubu, jejichž překročení vede k rozkmitání šroubu. Nevýhodou je, že cirkulace kuliček je zdrojem vibrací. Dlouhý štíhlý šroub zvyšuje celkovou poddajnost pohybové osy.

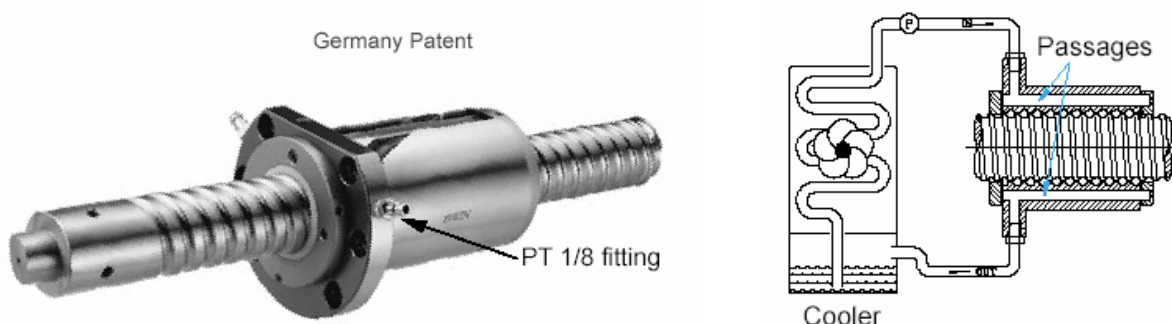


Obr. 3: Princip kuličkového šroubu

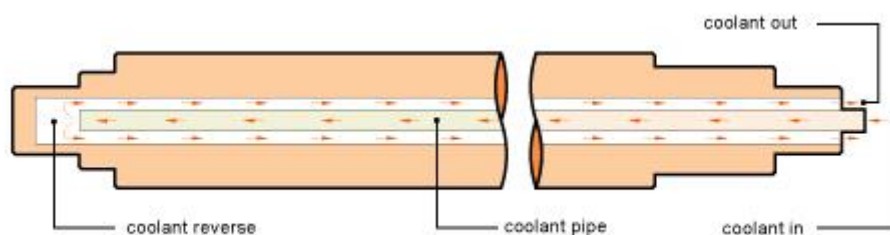
### 2.2.3 Kuličkové šrouby pro vysoké rychlosti

#### - chlazené šrouby

U vysokorychlostních šroubů již hraje významnou roli tepelná dilatace. Pro zachování přesnosti pohybové osy se tento problém řeší chlazením kuličkové matice a nebo vnitřním chlazením šroubu.



Obr. 4: Kuličkový šroub s chlazenou maticí



Obr. 5: Kuličkový šroub s vnitřním chlazením

#### - šrouby s tlumící hmotou

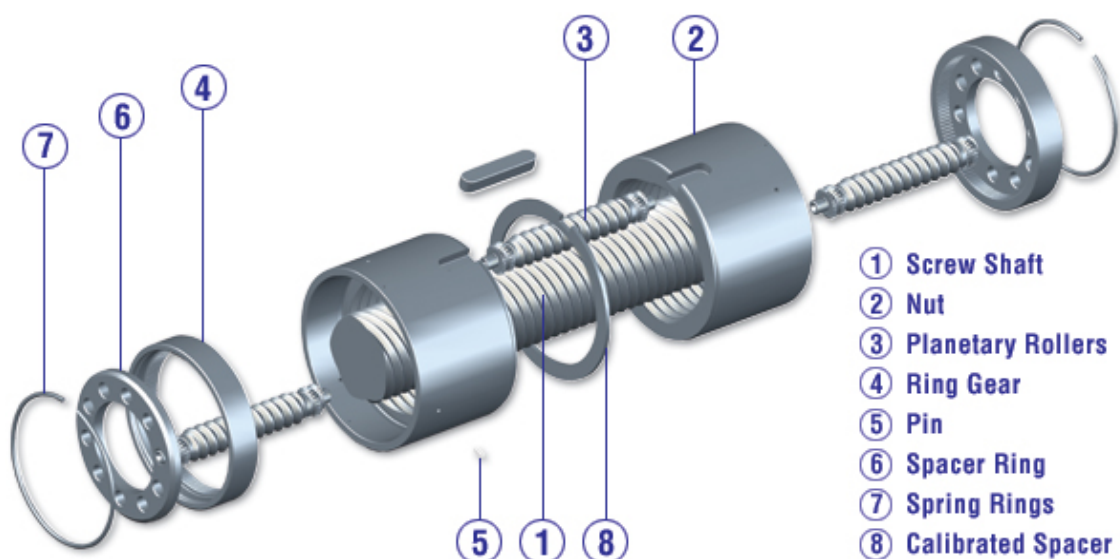
Vnitřek šroubu je vyplněn materiálem tlumícím chvění, což snižuje vibrace. Díky těmto vlastnostem vykazují takovéto šrouby nižší hladinu hlučnosti.



Obr. 6: Kuličkový šroub s tlumící hmotou

#### 2.2.4 Planetový šroub

Skládá se ze šroubu, matice a většího počtu válcových valivých tělísek. Všechny tyto součástky jsou opatřeny závitem. Při otáčení šroubu dochází k obíhání válečků okolo šroubu obdobně jako u planetových převodovek. Rovnoměrné rozložení válečků po obvodu šroubu zajišťuje klec nebo jsou válečky zakončeny čepy, které se zasunou do otvorů ve víčku. V některých případech mohou být na čepech nasunutá valivá ložiska, která mají za následek zvětšení vnějších rozměrů matice. Víčko zároveň udržuje axiální polohu válečků v matici a chrání vnitřní prostor proti vnikání nečistot. Díky množství valivých tělísek a velkému množství nosných závitů je docíleno velké kontaktní plochy. Únosnost planetových šroubů mimo jiné závisí na drsnosti povrchu a povoleném kontaktním tlaku. Statická i dynamická únosnost těchto šroubů je vysoká a provozní otáčky jsou dovoleny do 3000 za minutu i vyšší. V obráběcích strojích se planetové šrouby prakticky nepoužívají.



Obr. 7: Planetový šroub



### 2.2.5 Moderní frekvenčně řízené elektropohony

Samotný kuličkový šroub je pouze částí pohonu transformující rotační pohyb na přímočarý. Připojením elektromotoru přes převod nebo spojku dostaneme nejpoužívanější pohon posuvu.

- dnes se převážně používají střídavé servopohony se synchronními motory s přirozeným nebo nuceným chlazením vzduchem (někdy chlazení vodou, ostatní typy jako např. chlazení tepelnou trubicí jsou možné, ale prakticky nepoužívané) s vektorovým řízením a číslicovou regulací.
- měniče frekvence u řady firem s integrovaným řízením polohy, rychlosti a proudu a s programovatelnou pamětí



Obr. 8: Servoměnič od firmy Baumüller s integrovaným řízením

### 2.2.6 Odměřování

Snímače polohy používané pro odměřování polohy souřadnic obráběcích strojů patří mezi nejdůležitější části pohonu, protože jejich kvalita z velké části rozhoduje o přesnosti celého stroje.

Soudobá odměřovací zařízení používají prakticky dva principy činnosti:

- *fotoelektrický (optoelektrický)*
- *induktivní*

Moderní obráběcí centra se vybavují přímým odměřováním pomocí lineárních pravítek (lineární pravítko + jezdec). Dříve pouze nepřímé rotační odměřování na motoru (poloha vypočtena z naměřeného úhlu natočení a stoupání šroubu).





Většina současných strojů používá na lineárních osách přímé fotoelektrické odměřování skleněnými pravítky, která zaručují vysokou přesnost polohování.

Přestože lineární indukční snímače polohy mají celou řadu výhod, rozšířily se v minulosti v Evropě nejvíce fotoelektrické inkrementální snímače. Důvodem bylo vedle větší obchodní aktivity firem vyrábějících optické snímače i to, že nabízely ucelené odměřovací systémy se snadnou montáží a se zaručenými parametry. Toto vše v minulosti u indukčního odměřování chybělo.

Lineární indukční snímače polohy se vyznačují:

- vysokou přesností a stabilitou elektrických parametrů
- vynikající odolností proti prachu, oleji, olejové mlze, vibracím a otřesům
- bezdotykovým snímáním
- vysokou opakovatelností a spolehlivostí v náročných provozních podmínkách
- vzhledem k nenáročné technologii nízkou cenou a jednoduchou montáží

Z hlediska uživatele stroje není rozdíl mezi fotoelektrickým a indukčním odměřováním.



Obr. 9: Otevřený indukční snímač polohy  
Fersyn M 010  
Přesnost  $\pm 0,003\text{mm/m}$



Obr. 10: Zapouzdřený optoelektrický snímač  
polohy Givi Misura SCR 3923  
Přesnost  $\pm 0,003\text{mm/m}$

### 2.2.7 Vedení lineárních os

Většina současných obráběcích strojů používá pro vedení lineárních os valivá vedení. Jejich hlavní výhodou je cena, dobrá životnost, nízké pasivní odpory a snadná zástavba do konstrukce. Hydrostatická vedení jsou používána především v uložení velkých strojů a dále v uložení velmi přesných strojů. V tomto případě se s výhodou využívá faktu, že při uložení na fluidní vrstvě nevzniká žádné Coulombské tření mezi jednotlivými díly, což se příznivě projevuje na přesnosti chodu stroje.



## 2.2.8 Přehled dosahovaných rychlostí a zrychlení posuvových os u dnešních moderních CNC center

Výrobce	Označení stroje	rychloposuv [m/min]	pracovní posuv [m/min]	zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]	x <sub>max</sub> [mm]
MAKINO	V 77	20	20	-	1200
MAZAK	FJV-250	34	34	-	1020
	M.M. 2500	34	34	-	1020
TAJMAC	MCFV-1060	30	15	5	1016
	MCV - 1210	40	20	5	1000
OKUMA	MA – 650 V-S	40	30	-	1100
	MB – 56V	40	32	7	1050
HARDINGE	VMC 1000 XP	43	-	6	1020
	VMC 1000 P	30	12	-	1020

Tab. 1 (-) výrobce hodnotu neuvádí



Obr. 11: Vertikální frézovací centrum TAJMAC MCV 1210

Pozn.:

- uvedené stroje jsou vertikální frézovací centra střední velikosti s pohony všech os kuličkovými šrouby
- rozsah pojezdu v ose x označen x<sub>max</sub> (zdvih ve směru podélné osy stolu)



### 3 OBECNÝ POSTUP VÝPOČTU POSUVOVÉ OSY

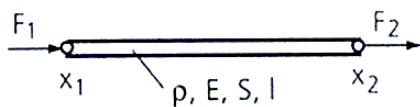
Vytvoříme matematický model posuvové osy a popíšeme ho příslušnými pohybovými rovnicemi. Tyto rovnice převedeme do maticové formy a následnou kondenzací získáme vztahy pro rezonanční a antirezonanční frekvence.

#### 3.1 Matematický model lineární posuvové osy s kuličkovým šroubem

Model kuličkového šroubu:

Rozdělíme-li šroub na několik konečných prvků, bude pro každý z nich platit:

- **konečný prvek pro osově zatížení**



Obr. 12

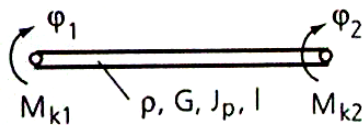
$$\frac{1}{3}m \cdot \ddot{x}_1 + \frac{1}{6}m \cdot \ddot{x}_2 + k \cdot x_1 - k \cdot x_2 = F_1 \quad (1)$$

$$\frac{1}{6}m \cdot \ddot{x}_1 + \frac{1}{3}m \cdot \ddot{x}_2 - k \cdot x_1 + k \cdot x_2 = F_2 \quad (2)$$

po přepsání do maticovém tvaru:

$$m \cdot \begin{bmatrix} 1/3 & 1/6 \\ 1/6 & 1/3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + k \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

- **konečný prvek pro krutové zatížení**



Obr. 13

$$\frac{1}{3}J \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{6}J \cdot \ddot{\varphi}_2 + k_T \cdot \varphi_1 - k_T \cdot \varphi_2 = Mk_1 \quad (4)$$

$$\frac{1}{6}J \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{3}J \cdot \ddot{\varphi}_2 - k_T \cdot \varphi_1 + k_T \cdot \varphi_2 = Mk_2 \quad (5)$$

po přepsání do maticovém tvaru:

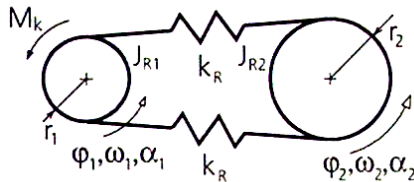
$$J \cdot \begin{bmatrix} 1/3 & 1/6 \\ 1/6 & 1/3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{bmatrix} + k_T \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Mk_1 \\ Mk_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$



kde:

$$m = \rho \cdot S \cdot l, \quad k = \frac{E \cdot S}{l}, \quad J = \rho \cdot J_p \cdot l, \quad k_T = \frac{G \cdot J_p}{l} \quad (7; 8; 9; 10)$$

Model převodu ozubeným řemenem:



Obr. 14

Matematický popis izolované soustavy řemenového převodu vychází ze schématu (Obr. 14) a sestává se ze dvou diferenciálních rovnic:

$$J_{R1} \cdot \ddot{\phi}_1 + 2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot (r_1 \cdot \phi_1 - r_2 \cdot \phi_2) = Mk \quad (11)$$

$$J_{R2} \cdot \ddot{\phi}_2 + 2 \cdot k_R \cdot r_2 \cdot (r_2 \cdot \phi_2 - r_1 \cdot \phi_1) = 0 \quad (12)$$

po přepsání do maticovém tvaru:

$$\begin{bmatrix} J_{R1} & 0 \\ 0 & J_{R2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2 \cdot k_R \cdot r_1^2 & -2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 \\ -2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 & 2 \cdot k_R \cdot r_2^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Mk \\ 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Převody a převodové číslo:

převodový poměr na řemenicích:

$$p_R = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\dot{\phi}_1}{\dot{\phi}_2} \quad (14)$$

převodové číslo:

$$K_{ms} = p_R^{-1} = \frac{z_1}{z_2} \quad (15)$$

celkový převod vztažený na radián:

$$p = p_R \cdot \frac{1}{H} = \frac{z_2}{z_1 \cdot H} \quad (16)$$

celkový převod vztažený na otáčku:

$$p_2 = p_R \cdot \frac{1}{h} = \frac{z_2}{z_1 \cdot h} \quad (17)$$

Pohybové rovnice:

pro každou konfiguraci pohonu mají pohybové rovnice v maticové formě tvar:

$$M \cdot \ddot{q} + B \cdot \dot{q} + K \cdot q = f(t) \quad (18)$$

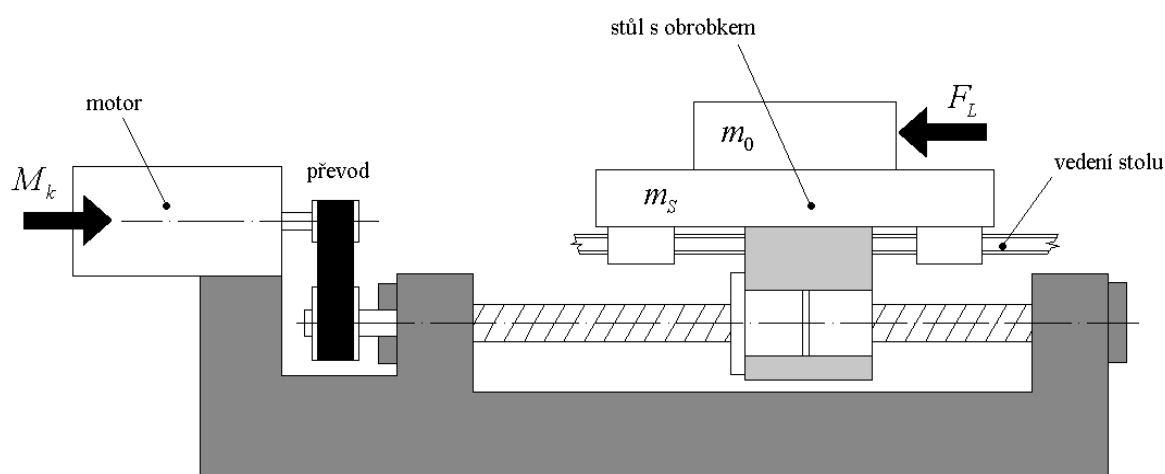
pokud nebudeme uvažovat tlumení při sestavování pohybových rovnic, dostaneme jednodušší tvar (19) a výpočet nebude tak komplikovaný

$$M \cdot \ddot{q} + K \cdot q = f(t) \quad (19)$$

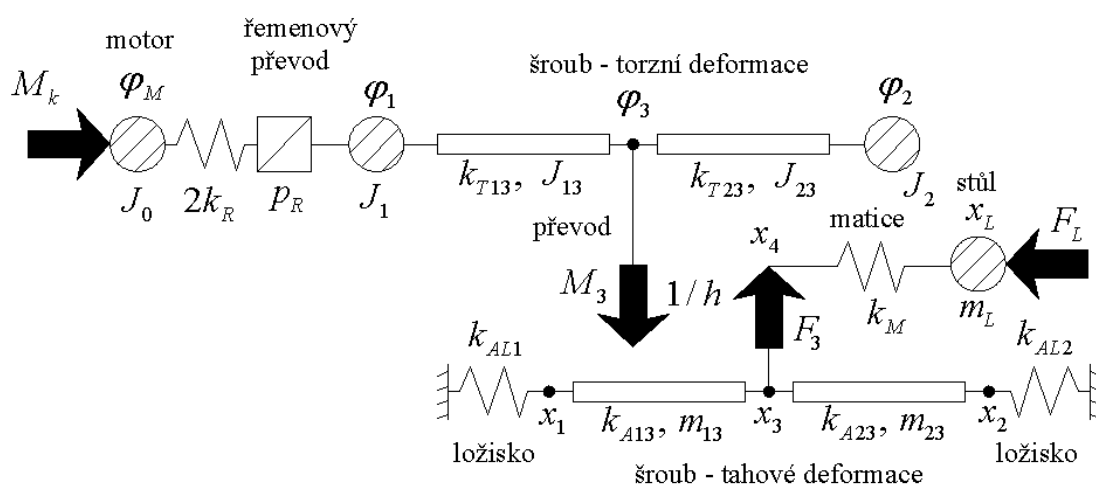
Pozn.: tlumení bude zavedeno až do kondenzovaného dvoumotového modelu

### 3.2 Model pohonu s rotujícím, oboustranně axiálně uloženým šroubem připojeným k motoru vloženým převodem

Jedná se o vícehmotový systém. Tento model bude následně převeden kondenzací na jednodušší dvouhmotový model.



Obr. 15: Schéma pohonu



Obr. 16: Diskretizace pohonu



Pohybové rovnice soustavy sestavené pro jednotlivé body (z Obr. 16):

*bod  $\varphi_M$  :*

$$J_0 \cdot \ddot{\varphi}_M + 2 \cdot k_R \cdot r_1^2 \cdot \varphi_M - 2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \varphi_1 = M_k$$

*bod  $\varphi_1$  :*

$$(J_1 + \frac{J_{13}}{3}) \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{J_{13}}{6} \cdot \ddot{\varphi}_3 - 2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \varphi_M + (2 \cdot k_R \cdot r_2^2 + k_{T13}) \cdot \varphi_1 - k_{T13} \cdot \varphi_3 = 0$$

*bod  $\varphi_2$  :*

$$(J_2 + \frac{J_{23}}{3}) \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_{23}}{6} \cdot \ddot{\varphi}_3 + k_{T23} \cdot \varphi_2 - k_{T23} \cdot \varphi_3 = 0$$

*bod  $\varphi_3$  :*

$$\frac{J_{13}}{6} \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{J_{23}}{6} \cdot \ddot{\varphi}_2 + (\frac{J_{13}}{3} + \frac{J_{23}}{3}) \cdot \ddot{\varphi}_3 - k_M \cdot H \cdot x_L - k_{T13} \cdot \varphi_1 - k_{T23} \cdot \varphi_2 + \quad (20)$$

$$+ (k_{T13} + k_{T23} + k_M \cdot H^2) \cdot \varphi_3 + k_M \cdot H \cdot x_3 = 0$$

až

*bod  $x_1$  :*

$$\frac{m_{13}}{3} \cdot \ddot{x}_1 + \frac{m_{13}}{6} \cdot \ddot{x}_3 + (k_{A13} + k_{AL1}) \cdot x_1 - k_{A13} \cdot x_3 = 0 \quad (27)$$

*bod  $x_2$  :*

$$\frac{m_{23}}{3} \cdot \ddot{x}_2 + \frac{m_{23}}{6} \cdot \ddot{x}_3 + (k_{AL2} + k_{A23}) \cdot x_2 - k_{A23} \cdot x_3 = 0$$

*bod  $x_3$  :*

$$\frac{m_{13}}{6} \cdot \ddot{x}_1 + \frac{m_{23}}{6} \cdot \ddot{x}_2 + (\frac{m_{13}}{3} + \frac{m_{23}}{3}) \cdot \ddot{x}_3 - k_M \cdot x_L + k_M \cdot H \cdot \varphi_3 - k_{A13} \cdot x_1 - k_{A23} \cdot x_2 +$$

$$+ (k_{A13} + k_{A23} + k_M) \cdot x_3 = 0$$

*bod  $x_L$  :*

$$m_L \cdot \ddot{x}_L + k_M \cdot x_L - k_M \cdot H \cdot \varphi_3 - k_M \cdot x_3 = -F_L$$

kde jednotlivé členy rovnic dostaneme ze vztahů:

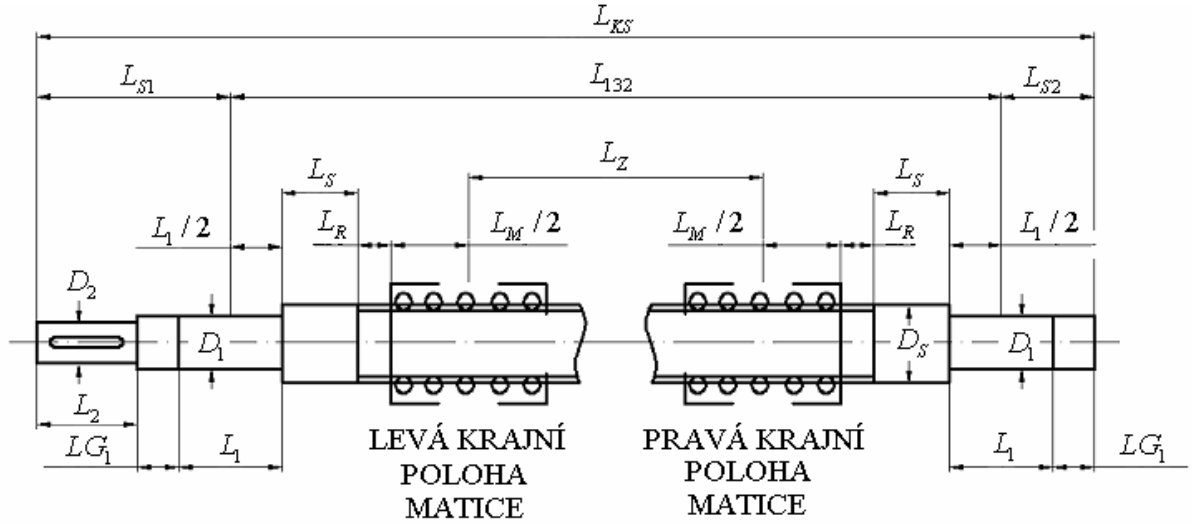
$$J_0 = J_M + J_{R1} \quad (28)$$

$$J_1 = J_{R2} + J_{S1} + J_L \quad (29)$$

$$J_2 = J_{S2} + J_L \quad (30)$$

$$J_{R1} = \frac{\pi \cdot d_{w1}^4}{32} \cdot \rho_2 \cdot L_2 \quad , \quad J_{R2} = J_{R1} \cdot p_R^n \quad (31; 32)$$

$$r_1 = \frac{d_{w1}}{2} \quad , \quad r_2 = \frac{d_{w2}}{2} \quad (33; 34)$$



Obr. 17: Délky jednotlivých částí kuličkového šroubu

$$J_{S1} = \frac{\rho_1 \cdot \pi}{32} \cdot \left[ \left( LG_1 + \frac{L_1}{2} \right) \cdot D_1^4 + L_2 \cdot D_2^4 \right] \quad (35)$$

$$J_{S2} = \frac{\rho_1 \cdot \pi}{32} \cdot \left[ \left( LG_1 + \frac{L_1}{2} \right) \cdot D_1^4 \right] \quad (36)$$

$$J_{132} = \frac{\rho_1 \cdot \pi}{32} \cdot \left[ (L_{132} - L_1) \cdot D_S^4 + L_1 \cdot D_1^4 \right] = J_{13} + J_{23} \quad (37)$$

$$J_{Scl} = J_{S1} + J_{132} + J_{S2} \quad (38)$$

$$J_{13} = \frac{\rho_1 \cdot \pi}{32} \cdot \left[ \left( L_{13} - \frac{L_1}{2} \right) \cdot D_S^4 + \frac{L_1}{2} \cdot D_1^4 \right] \quad (39)$$

$$J_{23} = \frac{\rho_1 \cdot \pi}{32} \cdot \left[ \left( L_{23} - \frac{L_1}{2} \right) \cdot D_S^4 + \frac{L_1}{2} \cdot D_1^4 \right] \quad (40)$$

$$L_{132} = 2 \cdot L_S + L_Z + L_M + 2 \cdot L_R + L_1 \quad (41)$$

$$L_{13} = x_{\min} = \frac{L_{132}}{2} \cdot \left( \frac{E}{G} \cdot \frac{S}{J_p} \cdot H^2 + 1 \right) = \frac{L_{132}}{2} \cdot \left( \frac{E}{G} \cdot \frac{8}{D_S^2} \cdot H^2 + 1 \right) \quad (42)$$

$$L_{23} = L_{132} - L_{13} \quad (43)$$

$$m_L = m_0 + m_s \quad (44)$$

$$m_{13} = \frac{\rho_1 \cdot \pi}{4} \cdot \left[ \left( L_{13} - \frac{L_1}{2} \right) \cdot D_S^2 + \frac{L_1}{2} \cdot D_1^2 \right] \quad (45)$$

$$m_{23} = \frac{\rho_1 \cdot \pi}{4} \cdot \left[ \left( L_{23} - \frac{L_1}{2} \right) \cdot D_S^2 + \frac{L_1}{2} \cdot D_1^2 \right] \quad (46)$$



$$k_{T13} = \frac{G \cdot J_p}{L_{13}}, \quad k_{T23} = \frac{G \cdot J_p}{L_{23}} \quad (47)$$

$$k_{A13} = \frac{E \cdot S}{L_{13}}, \quad k_{A23} = \frac{E \cdot S}{L_{23}} \quad (48)$$

po přepsání (20) až (27) do maticového tvaru (19) dostaneme vektory a matice (49) až (52)

sloupcové vektory nezávislých souřadnic a silových účinků:

$$q = [\varphi_M \quad x_L \quad \varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \varphi_3 \quad x_1 \quad x_2 \quad x_3]^T \quad (49)$$

$$f(t) = [M_k \quad -F_L \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (50)$$

matice hmotnosti:

$$M = \begin{bmatrix} J_o & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_L & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 + \frac{J_{13}}{3} & 0 & \frac{J_{13}}{6} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_2 + \frac{J_{23}}{3} & \frac{J_{23}}{6} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{J_{13}}{6} & \frac{J_{23}}{6} & \frac{J_{13} + J_{23}}{3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{13}}{3} & 0 & \frac{m_{13}}{6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{23}}{3} & \frac{m_{23}}{6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{13}}{6} & \frac{m_{23}}{6} & \frac{m_{13} + m_{23}}{3} \end{bmatrix} \quad (51)$$

matice tuhosti:

$$K = \begin{bmatrix} 2 \cdot k_R \cdot r_1^2 & 0 & -2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_M & 0 & 0 & -k_M \cdot H & 0 & 0 & -k_M \\ -2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 & 0 & 2 \cdot k_R \cdot r_2^2 + k_{T13} & 0 & -k_{T13} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{T23} & -k_{T23} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_M \cdot H & -k_{T13} & -k_{T23} & k_{T13} + k_{T23} + k_M \cdot H^2 & 0 & 0 & k_M \cdot H \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{A13} + k_{AL1} & 0 & -k_{A13} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{AL2} + k_{A23} & -k_{A23} \\ 0 & -k_M & 0 & 0 & k_M \cdot H & -k_{A13} & -k_{A23} & k_{A13} + k_{A23} + k_M \end{bmatrix} \quad (52)$$





### 3.3 Kondenzace vícehmotového modelu

- slouží k převedení komplikovaného vícehmotového modelu na dvouhmotový, což je výhodné pro zjednodušení výpočtu
- použita tzv. Guyanova – Ironsova kondenzace
- ponechané hlavní souřadnice :  $\varphi_M, x_L$
- vedlejší souřadnice jsou kondenzací eliminovány
- nutná podmínka, že ve směru vedlejších souřadnic nesmí působit žádné vnější silové účinky, je splněna

Pozn.:

- souřadnice vektoru  $q$  jsou sestaveny tak, že vedlejší následují po hlavních, tudíž lze matice soustavy pohybových rovnic rozdělit bez potřeby přehazování řádků
- $n$  .... dimenze matic (  $n = 8, m = n - 2 = 6$  )

$$\begin{bmatrix} M_{22} & M_{2m} \\ M_{m2} & M_{mm} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{22} & K_{2m} \\ K_{m2} & K_{mm} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_2 \\ q_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_2(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (53)$$

vyznačení jednotlivých submatic v maticích M a K:

$$M = \begin{bmatrix} \begin{matrix} M_{22} \\ \begin{bmatrix} J_o & 0 \\ 0 & m_L \end{bmatrix} \end{matrix} & \begin{matrix} M_{26} \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{matrix} \\ \begin{matrix} M_{62} \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \end{matrix} & \begin{matrix} M_{66} \\ \begin{bmatrix} J_1 + \frac{J_{13}}{3} & 0 & \frac{J_{13}}{6} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 + \frac{J_{23}}{3} & \frac{J_{23}}{6} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{J_{13}}{6} & \frac{J_{23}}{6} & \frac{J_{13} + J_{23}}{3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{m_{13}}{3} & 0 & \frac{m_{13}}{6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{23}}{3} & \frac{m_{23}}{6} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{m_{13}}{6} & \frac{m_{23}}{6} & \frac{m_{13} + m_{23}}{3} \end{bmatrix} \end{matrix} \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} \begin{matrix} K_{22} \\ \begin{bmatrix} 2 \cdot k_R \cdot r_1^2 & 0 \\ 0 & k_M \end{bmatrix} \end{matrix} & \begin{matrix} K_{26} \\ \begin{bmatrix} -2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_M \cdot H & 0 & 0 & -k_M \end{bmatrix} \end{matrix} \\ \begin{matrix} K_{62} \\ \begin{bmatrix} -2 \cdot k_R \cdot r_1 \cdot r_2 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -k_M \cdot H \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -k_M \end{bmatrix} \end{matrix} & \begin{matrix} K_{66} \\ \begin{bmatrix} 2 \cdot k_R \cdot r_2^2 + k_{r13} & 0 & -k_{r13} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{r23} & -k_{r23} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{r13} & -k_{r23} & k_{r13} + k_{r23} + k_M \cdot H^2 & 0 & 0 & k_M \cdot H \\ 0 & 0 & 0 & k_{A13} + k_{A11} & 0 & -k_{A13} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{A12} + k_{A23} & -k_{A23} \\ 0 & 0 & k_M \cdot H & -k_{A13} & -k_{A23} & k_{A13} + k_{A23} + k_M \end{bmatrix} \end{matrix} \end{bmatrix}$$



vektor hlavních souřadnic:

$$q_2 = [\varphi_M \quad x_L]^T \quad (54)$$

vektor vedlejších souřadnic:

$$q_m = [\varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \varphi_3 \quad x_1 \quad x_2 \quad x_3]^T \quad (55)$$

vektor vnějších silových účinků:

$$f_2(t) = [M_k(t) \quad F_L(t)]^T \quad (56)$$

transformační matice pro kondenzaci:

$$T = \begin{bmatrix} E_{22} \\ -K_{mm}^{-1} \cdot K_{m2} \end{bmatrix} \quad (57)$$

kde:

$$E_{22} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (58)$$

kondenzované matice dvouhmotového systému:

$$M_{RK} = T^T \cdot M \cdot T \quad (59)$$

$$K_{RK} = T^T \cdot K \cdot T \quad (60)$$

získaná kondenzovaná soustava má tvar:

$$M_{RK} \cdot \ddot{q}_2 + K_{RK} \cdot q_2 = f_2(t) \quad (61)$$

kde:

$$K_{RK} = \begin{bmatrix} k_K & -k_K \cdot p \\ -k_K \cdot p & k_K \cdot p^2 \end{bmatrix} \quad (62)$$

$$M_{RK} = \begin{bmatrix} m_{1K} & m_{12K} \\ m_{12K} & m_{2K} \end{bmatrix} \quad (63)$$

Kondenzovaný model má jako tuhá soustava jeden stupeň volnosti  $\Rightarrow$  jedno vlastní číslo nulové. Pro druhé platí předpis:

$$\lambda = \frac{m_{1K} \cdot k_K \cdot p^2 + m_{2K} \cdot k_K + 2 \cdot m_{12K} \cdot k_K \cdot p}{m_{1K} \cdot m_{2K} - m_{12K}^2} \quad (64)$$

vlastní frekvence soustavy pak je:

$$\Omega_K = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\lambda} \quad (65)$$



antirezonanční frekvence dostaneme ze vztahů:

$$\varpi_{MK} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_K \cdot p^2}{m_{2K}}}, \quad \varpi_{LK} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_K}{m_{1K}}} \quad (66; 67)$$

po vlastní frekvenci soustavy zároveň platí:

$$\Omega_K^2 = \varpi_{MK}^2 + \varpi_{LK}^2 \quad (68)$$

Pozn.: Úlohu stanovení 1. antirezonanční frekvence (která má zásadní vliv na dynamiku servomechanismu) je možné řešit také standardním výpočtem metodou konečných prvků (MKP). Výsledkem pak je řada vlastních frekvencí, z nichž stačí uvažovat jednu až tři nejnižší. Výhodou je větší přesnost, nevýhodou komplikovaný výpočet („zasítování“ mechanismu, kontaktní úloha).

### 3.4 Rychlost a zrychlení suportu

rychlost suportu:

$$v_L = \frac{n_m \cdot h}{p_R} = \frac{n_m}{p_2} = n_s \cdot h \quad (69)$$

úhlové zrychlení na šroubu:

$$\varepsilon_S = \frac{a_L}{H} \quad (70)$$

dynamický moment na šroubu:

$$M_S = \varepsilon_S \cdot J_{Sred} \quad (71)$$

$$M_S = M_M \cdot p_R \quad (72)$$

celkový moment setrvačnosti redukovaný na šroub:

$$J_{Sred} = (J_M + J_{R1}) \cdot p_R^2 + J_{Srel} + 2 \cdot J_L + J_{R2} + m_L \cdot H^2 \quad (73)$$

dosazením (70), (72), (73) do (71) a úpravou dostaneme zrychlení suportu:

$$a_L = \frac{p_R \cdot H \cdot M_M}{J_{Sred}} \quad (74)$$

Pozn.: Kap. 3.1 až 3.4 dle [1] a [3]



### 3.5 Stanovení točivého momentu motoru

Třecí moment kuličkového šroubu:

$M_{tL}$  ... třecí moment ložiska

$M_{tkm}$  ... třecí moment kuličkové matice

$M_{ts}$  .... třecí moment kuličkového šroubu

$$M_{ts} = 2 \cdot M_{tL} + M_{tkm} \quad (75)$$

třecí moment kuličkové matice:

$$M_{tkm} [Nm] \approx \frac{1}{2} d_0 [cm] \quad (76)$$

Celkový moment tření na šroubu :

$$M_{ts-celk} = M_{ts} + F_t \cdot \frac{h}{2\pi} \quad (77)$$

třecí síla ve vedení:

$$F_t = k_t \cdot m_L \quad (78)$$

$k_t$  ... konstanta úměrnosti ( pro valivá vedení 1 N/kg)

Maximální statický pracovní moment na šroubu:

$$M_{ps-max} = M_{os} + (F_L + F_{tv}) \cdot \frac{h}{2\pi} \quad (79)$$

klidový moment motoru na šroubu:

$$M_{os} = M_{gs} \pm M_{ts-celk} = M_{ts-celk} \quad (80)$$

$M_{gs}$  ... moment od nevývažku ( pouze pro šikmé suporty)

viskosní tření:

$$F_{tv} = k_v \cdot v_{pLmax} \quad (81)$$

$k_v$  ....konstanta viskosního tření (pro zadanou velikost stroje uvažována 600 N·s/m)

$v_{pLmax}$  .... pracovní rychlost uvažována 6 m/min = 0,1 m/s ( 20%  $v_{Lmax}$ )

Trvalý točivý moment motoru musí splnit tři podmínky:

- Aby nedocházelo k pomalému kmitání pohonu, nemají celkové pasivní odpory M1 převýšit 20 ÷ 40 % trvalého momentu motoru při nulové rychlosti.

$$M_{trv}(n_m = 0) \geq M1 = (2,5 \div 5) \cdot M_{ts-celk} \cdot K_{ms} \quad (82)$$



- Trvalý moment motoru při rychloposuvu musí být vždy větší než klidový moment motoru M2

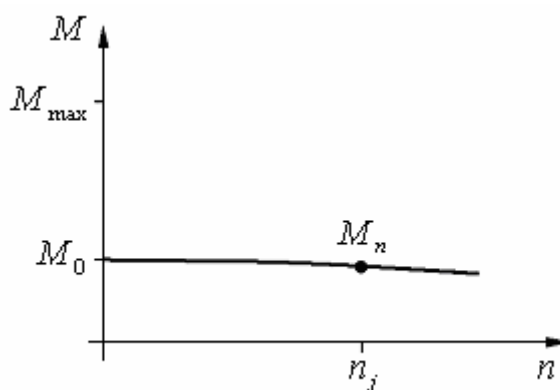
$$M_{trv}(n_m = n_{rm}) \geq M2 = M_{os} \cdot K_{ms} \quad (83)$$

- Trvalý moment motoru při max. pracovní rychlosti musí být větší než max. pracovní moment M3A.

$$M_{trv}(n_m = n_{pm}) \geq M3A = M_{ps-max} \cdot K_{ms} \quad (84)$$

Pozn. : násobení převodovým číslem slouží pro přepočet momentu na hřídel elektromotoru

Přepočet jmenovitého momentu motoru při jmenovitých otáčkách na pracovní a rychloposuvové otáčky:



Graf 1: Průběh M(n) synchronních motorů SIEMENS

Průběh lze proložit přímkou  $y(x) = kx + q$  :

$$M(n) = \frac{M_n - M_0}{n_j} \cdot n + M_0 \quad (85)$$

Otáčky motoru při rychloposuvu:

$$n_{rm} = 0,8 \cdot n_j \quad (86)$$

Otáčky motoru při pracovním posuvu:

$$n_{pm} = 0,2 \cdot n_{rm} \quad (87)$$

Pozn.: vztahy (86) a (87) jsou pouze doporučené



Po dosazení:

$$M_{trv}(n_{rm}) = \frac{M_n - M_0}{n_j} \cdot n_{rm} + M_0 \quad (88)$$

$$M_{trv}(n_{pm}) = \frac{M_n - M_0}{n_j} \cdot n_{pm} + M_0 \quad (89)$$

$$M_{trv}(n_m = 0) = M_0 \quad (90)$$

#### Maximální dynamický moment:

Je rozdíl momentu motoru při max. přetížení ( $3 \times M_n$ ) a všech překonávaných odporových momentů.

- pro zrychlování na max. pracovní posuv

$$M_{dyn1} = 3 \cdot M_n - M_{3A} \quad (91)$$

- pro zrychlování na rychloposuv

$$M_{dyn2} = 3 \cdot M_n - M_2 \quad (92)$$

Pozn.:  $3 \times M_n \neq M_{max} = 3 \times M_0$ , protože moment motoru s rostoucími otáčkami klesá, je vhodnější počítat s nižší hodnotou max. přetížení, tedy  $3 \times M_n$

po dosazení (91), (92) do (74) dostaneme vztahy pro zrychlení pracovní a rychloposuvové:

$$a_{pL \max} = \frac{p_R \cdot H \cdot M_{dyn1}}{J_{Sred}}, \quad a_{rL \max} = \frac{p_R \cdot H \cdot M_{dyn2}}{J_{Sred}} \quad (93; 94)$$

Pozn.: Kap. 3.5 dle [2]



## 4 VÝPOČTY

### 4.1 Tabulkové hodnoty, vstupní údaje a předběžné výpočty

#### 4.1.1 Uvažované průměry šroubů a řada stoupání

Ve výpočtech budou uvažovány následující hodnoty  $d_0$  a  $h$ :

$d_0 = 40; 50; 63; 80$  [mm]

$h = 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 63$  [mm]

Pozn.: nadčtvercové šrouby nebudou uvažovány ( tzn. pouze šrouby s  $d_0 \leq h$  )

#### 4.1.2 Řemeny a řemenice

roztečné průměry řemenic:

$$d_{w1} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi}, \quad d_{w2} = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} = p_R \cdot d_{w1} \quad (95; 96)$$

osová vzdálenost řemenic se volí v rozmezí:

$$0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) + 15 \text{ mm} \geq A' \leq 2 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) \quad (97)$$

teoretická délka řemene:

$$L_w = 2 \cdot A' + 1,57 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4 \cdot A'} \quad (98)$$

skutečná délka  $L_w \Rightarrow$  podle vyráběných délek (nejbližší vyšší)

tuhost řemene:

$$k_R = \frac{F}{\varepsilon} \cdot \frac{1}{L_w} \quad (99)$$

Protože vlastní a antirezonanční frekvence jsou přímo úměrné druhé odmocnině tuhosti řemene viz vztahy (66) až (68), jsou použitelné (pro dosažení vysokých hodnot těchto frekvencí) pouze řemeny s vysokou tuhostí.

Pozn.:

- ze vztahů (98) a (99) vyplývá, že pro dosažení vysoké tuhosti řemene je třeba volit malé osové vzdálenosti  $A'$  a vybrat řemeny s vysokým poměrem  $F/\varepsilon$
- pro výpočty délek řemenů jsou uvažovány min.  $A'$  podle (97)
- vztahy (95) až (98) dle [4]



použitelné řemeny (viz příloha):

Typ	Označení řemene	F/ε [N]
PGGT	8MR-85	63470,6
HTD	14M-115	139367,7
	14M-85	99948,4
	14M-55	60154,8

Tab. 2

vyráběné počty zubů řemenic:

8MR:

$z = (22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 44; 48; 56; 64; 72; 80; 90; 112; 144; 168; 192)$

14M:

$z = (28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 44; 48; 56; 64; 72; 80; 90; 112; 144; 168; 192; 216)$

vyráběné šířky řemenů:

t [mm]	HTD b [mm]	t [mm]	PGGT b [mm]
3	6; 9; 15	3	6; 9; 15
5	9; 15; 25	5	6; 10; 15; 25
8	20; 30; 50; 85	8	10; 15; 20; 30; 50; 85
14	40; 55; 85; 115; 170		

Tab. 3

vyráběné délky řemenů:

PGGT – 8MR $L_w$ [mm]			
<b>384</b>	<b>720</b>	<b>960</b>	<b>1440</b>
<b>480</b>	<b>800</b>	<b>1040</b>	<b>1512</b>
<b>560</b>	<b>840</b>	<b>1064</b>	<b>1584</b>
<b>600</b>	<b>880</b>	<b>1120</b>	<b>1600</b>
<b>640</b>	<b>920</b>	<b>1200</b>	<b>1760</b>
HTD – 14M $L_w$ [mm]			
784	1092	<b>1610</b>	<b>2310</b>
798	<b>1190</b>	<b>1778</b>	<b>2450</b>
826	1358	<b>1890</b>	<b>2590</b>
924	<b>1400</b>	1904	<b>2800</b>
<b>966</b>	1470	<b>2100</b>	<b>3150</b>

Tab. 4 ( **tučně** přednostní délky )

Pozn.:

- značení ( rozteč – délka )
- uvažované řemeny i řemenice z katalogu [5]
- pro hnací řemenici 8MR voleno  $z_1 = 28$  ( aby se do ní vešel výstup hřídele elektromotoru s perem, pro hnací řemenici 14M voleno  $z_1 = 28$  ( nejmenší možný počet zubů )
- F/ε – hodnoty ( síla / poměrné prodloužení ) odečteny z grafu v katalogu [5]





výhody a nevýhody použití řemenů 8MR a 14M:

PGGT – 8MR		HTD – 14M	
+	Potřeba řemenic s $\downarrow d_w$ a $\downarrow L_2$ než s 14M	+	$\uparrow k_R$ při stejné délce jako M8 dosáhneme $\uparrow \omega_{MK}$
+	$\downarrow J_{R1}, J_{R2}$ než s 14M	–	$\uparrow L_w$ min
+	Potřeba $\downarrow$ motorů s $\downarrow M_k$ na dosažení stejného $a_L$ jako s 14M		
+	$\downarrow J_M$ a tedy $\uparrow \Omega_K$ než s 14M		
+	Jemněji odstupňované $L_w$ a tedy pomalejší pokles $k_R$ při $\uparrow z_2$ než s 14M		
–	$\downarrow k_R$ při stejné délce jako M14, dosáhneme $\downarrow \omega_{MK}$		

Tab. 5  $\downarrow$  - menší,  $\uparrow$  - větší

změna  $p_R(z_2)$  ovlivňuje délku řemene  $L_w$  a tím i tuhost řemene  $k_R$ , tyto hodnoty obsahuje následující tabulka skutečných délek a tuhostí použitelných řemenů:

řemen:	8MR	8MR-85	14M	14M-55	14M-85	14M-115
$z_2$ [-]	$L_w$ [mm]	$k_R$ [N/m]	$L_w$ [mm]	$k_R$ [N/m]	$k_R$ [N/m]	$k_R$ [N/m]
28	480	132229	784	76728	127485	177765
30	480	132229	784	76728	127485	177765
34	480	132229	784	76728	127485	177765
36	480	132229	784	76728	127485	177765
38	480	132229	798	75382	125249	174646
44	560	113339	924	65103	108169	150831
48	560	113339	924	65103	108169	150831
56	600	105783	1092	55087	91528	127626
64	720	88153	1190	50550	83990	117116
72	720	88153	1358	44297	73600	102627
80	800	79338	1358	44297	73600	102627
90	880	72125	1470	40922	67992	94808
112	1040	61029	1778	33833	56214	78385
144	1280	49586	2310	26041	43268	60332
168	1440	44076	2590	23226	38590	53810
192	1760	36063	3150	19097	31730	44244

Tab. 6

podle Tab. 6 jsou nejvhodnější řemeny: 8MR-85  $L_2 = 95\text{mm}$ , 14M-115  $L_2 = 133\text{mm}$

S těmito řemeny bude optimalizační výpočet proveden.

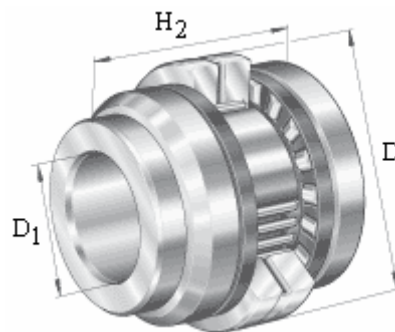


## 4.1.3 Rozměry a parametry ložisek

$d_0$ [mm]	katalog. značení	D [mm]	$D_1$ [mm]	$H_2$ [mm]	$J_L$ [kgcm <sup>2</sup> ]	$k_{AL}$ [N/μm]	$n_{maxL}$ [1/min]	$C_a$ [kN]	$C_{oa}$ [kN]	$M_{tL}$ [Nm]
40	3062	62	30	65	1,7	2200	5500	39	101	0,65
50	4075	75	40	70	4,35	2800	4400	59	163	1
63	5090	90	50	78	10,5	4800	3600	90	300	2,2
80	60120	120	60	103	54,5	5300	2700	187	550	4,2

Tab. 7

D..... vnější průměr ložiska

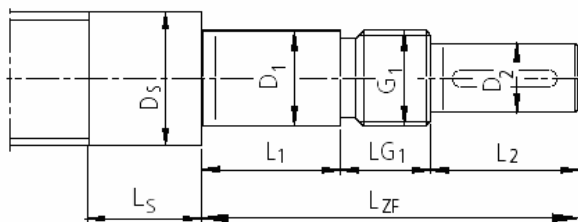
 $D_1$ ..... vnitřní průměr ložiska $H_2$ ..... šířka ložiska $n_{maxL}$ ..... max. dovolené otáčky při mazání olejem $C_a, C_{oa}$ ... dynamická, statická axiální únosnost $M_{tL}$ ..... třecí moment ložiska

Obr. 18: Ložisko ZARN

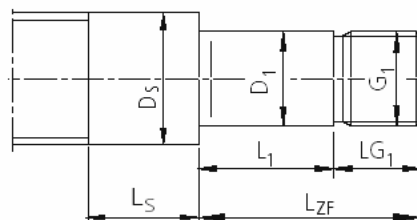
Pozn.: hodnoty jsou uvedeny pro ložiska ZARN  
dle katalogu [8]

## 4.1.4 Rozměry kuličkových šroubů a matic

ukončení kul. šroubů dle katalogu [6] :



Obr. 19: ukončení - strana s řemenicí



Obr. 20: ukončení - strana bez řemenice

$d_0$ [mm]	$L_S$ [mm]	$L_1$ [mm]	$LG_1$ [mm]	$D_1$ [mm]	$D_2$ [mm]	$D_s$ [mm]
40	35	64	26	30	25	38
50	45	69	28	40	36	48
63	50	77	32	50	40	61
80	60	102	32	60	55	78

Tab. 8

Pozn.:

- délky  $L_1$  voleny podle šířek ložisek ( $L_1 = H_2 - 1\text{mm}$ )
- délky  $L_2$  totožné s šířkami řemenic ( viz 4.1.2)
- rezervní délka volena  $L_R = 15\text{mm}$  ( funkční část kuličkového šroubu mimo uvažovaný zdvih, na obou stranách šroubu)
- požadovaný zdvih suportu  $L_Z = 1200\text{mm}$



parametry kuličkových matic potřebné pro výpočet:

$d_0, h$ [mm]	$k_M$ [N/ $\mu\text{m}$ ]	$L_M$ [mm]
40, 10	1600	185
40, 15	800	198
40, 20	1100	122
40, 25	850	119
40, 32	750	110
40, 40	700	98
50, 10	1900	204
50, 15	1300	228
50, 20	1300	270
50, 25	1350	165
50, 32	1050	153
50, 40	750	143
50, 50	1100	141

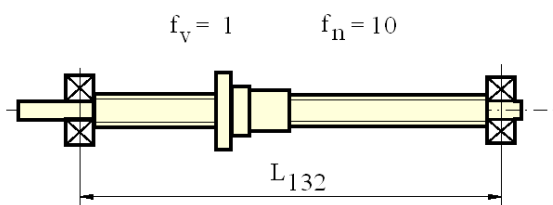
Tab. 9

$d_0, h$ [mm]	$k_M$ [N/ $\mu\text{m}$ ]	$L_M$ [mm]
63, 10	2300	209
63, 15	1600	248
63, 20	1600	290
63, 25	1500	170
63, 32	1250	155
63, 40	950	145
63, 50	850	135
63, 63	1600	196
80, 10	2600	230
80, 15	2500	270
80, 20	2000	300
80, 25	1700	330
80, 32	1800	190
80, 40	1600	188
80, 50	1400	170
80, 63	1200	160

Tab. 10

Pozn.: hodnoty z katalogu [7]

#### 4.1.5 Dovolené zatížení šroubů



Obr. 21: Uložení šroubu

*Radiální zatížení:*

není dovolené žádné radiální zatížení  $F_r = 0\text{N}$  (aby byla zachována přesnost šroubu)

*Axiální zatížení:*

$$F_{a \max \text{ dov}} = \frac{0,33 \cdot Q_{kr}}{1000} \quad [\text{kN}] \quad (100)$$

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{f_v \cdot L_{132}^2} \quad [\text{N}] \quad (101)$$

$$F_{a \max \text{ dov}} \geq F_L \quad (102)$$



Max. dovolené otáčky:

max. dovolené otáčky kuličkového šroubu z hlediska otáčkového faktoru:

$$n_{\max 1} = \frac{150\,000}{d_0} \quad [\text{ot} / \text{min}] \quad (103)$$

max. dovolené otáčky kuličkového šroubu z hlediska faktoru uložení:

$$n_{\max 2} = 0,8 \cdot n_{kr} \quad [\text{ot} / \text{min}] \quad (104)$$

$$n_{kr} = \frac{1 \cdot 10^7 \cdot f_n \cdot d_0}{L_{132}^2} \quad [\text{ot} / \text{min}] \quad (105)$$

$n_{s \text{ dov}} = \min. \text{ hodnota z } (n_{\max 1}, n_{\max 2}, n_{\max L})$

Pozn.:

- do vztahů (101), (103), (104) je třeba dosadit  $d_0$  a  $L_{132}$  v [mm]
- vztahy (100) až (105) podle katalogu [7]

vypočítané hodnoty dovolených max. otáček a dovolených axiálních zatížení šroubů:

$d_0, h$ [mm]	$n_{s \text{ dov}}$ [ot/min]	$F_{\text{amax dov}}$ [kN]
40, 10	1333,7	5,5
40, 15	1311,6	5,4
40, 20	1449,1	5,9
40, 25	1455	6,0
40, 32	1472,8	6,0
40, 40	1497,1	6,1
50, 10	1576,3	12,6
50, 15	1529,8	12,2
50, 20	1453,3	11,6
50, 25	1656,4	13,2
50, 32	1682,3	13,4
50, 40	1704,3	13,6
50, 50	1708,7	13,7

Tab. 11

$d_0, h$ [mm]	$n_{s \text{ dov}}$ [ot/min]	$F_{\text{amax dov}}$ [kN]
63, 10	1930	30,9
63, 15	1840,1	29,4
63, 20	1750,1	28,0
63, 25	2026,6	32,4
63, 32	2065,7	33,0
63, 40	2092,4	33,5
63, 50	2119,6	33,9
63, 63	1961,4	31,4
80, 10	1875	74,1
80, 15	1875	70,7
80, 20	1875	68,3
80, 25	1875	66,0
80, 32	1875	77,7
80, 40	1875	77,9
80, 50	1875	79,7
80, 63	1875	80,6

Tab. 12

Pro žádanou max. řeznou sílu  $F_L = 15 \text{ kN}$ , lze tedy použít pouze šrouby  $d_0 = 63; 80 \text{ mm}$ .

#### 4.1.6 Motory

Pro výpočet uvažovány synchronní motory SIEMENS dle [9]. Jmenovité otáčky těchto motorů jsou: 1500; 2000; 3000; 4500; 6000 1/min. Přehled motorů uveden v příloze.



## 4.2 Optimalizační postupy s výpočty

Aby se zajistilo, že nebude žádná varianta řešení opomenuta, je dobré provést výpočet z různých úhlů pohledu. Protože chceme docílit vysokou dynamiku ( $a_L$ ), vysokou antirezonanční frekvenci  $\omega_{MK}$  a max. rychlost posuvné osy okolo 30 m/min, bude optimalizace na každý z těchto požadavků užitečným nástrojem k nalezení nejvhodnějšího řešení.

### 4.2.1 Optimalizace na konst. max. rychlost

Princip:

Tato metoda vychází ze vztahů (69) a (84) pro výpočet  $v_L$  a M3A.

pokud zanedbáme pasivní odpory:

$$M_{tkm}, M_{tL}, F_{tv}, F_t = 0 \quad (106)$$

a budeme-li do (69) a (84) dosazovat za:

$$\frac{h}{p_R} = h \cdot K_{ms} = konst. \quad (107)$$

vyjde vždy  $v_L = konst.$ , M3A = konst.

protože platí:

$$F_L \cdot \frac{h}{2\pi} \gg M_{tkm}, M_{tL}, F_{tv} \cdot \frac{h}{2\pi}, F_t \cdot \frac{h}{2\pi} \neq 0 \quad (108)$$

není M3A = konst., ale jeho hodnota se výrazně nemění a lze tedy pro všechny  $d_0$ ,  $h$  přiřadit jednotný motor ( $n_j$ ,  $M_0$ ,  $M_n$ ,  $J_M$ ) a zjednodušit tak výpočet

Pozn.: protože  $z_2$  i  $h$  se mění skokově viz 4.1.1, nenalezneme vždy přesně poměr (107)

a budou se i hodnoty  $v_L$  trochu měnit

Postup výpočtu:

- 1) Vypočítáme  $p_R$ , nalezneme nejbližší  $z_2$  a dopočítáme  $p_{Rskut}$
- 2) Vypočítáme potřebné momenty M1, M2, M3A a přiřadíme pro každé otáčky  $n_j$  nejvhodnější motor (v příloze)
- 3) Vypočítáme  $\omega_{MK}$ ,  $\Omega_k$ ,  $a_{pLmax}$ ,  $a_{rLmax}$ ,  $v_{Lmax}$  a vybereme nejlepší varianty
- 4) Vyřadíme ty kombinace, které nesplňují kap. 4.1.5



Výpočet  $p_R$ ,  $p_{Rskut}$ :

převodový poměr  $p_R$  (požadovaný):

$$p_R = \frac{n_j \cdot 0,8 \cdot h}{v_{Lmax}} \quad (109)$$

kde  $v_{Lmax} = 30 \text{ m/min}$

hodnoty  $p_R$ :

$n_j$ [1/min]	$h$ [mm]							
	10	15	20	25	32	40	50	63
1500	0,4	0,6	0,8	1	1,28	1,6	2	2,52
2000	0,533	0,8	1,067	1,333	1,707	2,133	2,667	3,36
3000	0,8	1,2	1,6	2	2,56	3,2	4	5,04
4500	1,2	1,8	2,4	3	3,84	4,8	6	7,56
6000	1,6	2,4	3,2	4	5,12	6,4	8	10,08

Tab. 13

nejvhodnější  $z_2$ :

$n_j$ [1/min]	$h$ [mm]							
	10	15	20	25	32	40	50	63
1500	xx	xx	xx	28	36	44	56	72
2000	xx	xx	30	38	48	56	72	90
3000	xx	34	44	56	72	90	112	144
4500	34	48	64	80	112	144	168	192
6000	44	64	90	112	144	168	x	x

Tab. 14

převod skutečný  $p_{Rskut}$ :

$$p_{Rskut} = \frac{z_2}{z_1} \quad (110)$$

$n_j$ [1/min]	$h$ [mm]							
	10	15	20	25	32	40	50	63
1500	xx	xx	xx	1	1,286	1,571	2	2,571
2000	xx	xx	1,071	1,357	1,714	2	2,571	3,214
3000	xx	1,214	1,571	2	2,571	3,214	4	5,143
4500	1,214	1,714	2,286	2,857	4	5,143	6	6,857
6000	1,571	2,286	3,214	4	5,143	6	x	x

Tab. 15

x – výrobce nevyrábí řemenice s tak vysokým počtem zubů

xx – převody  $< 1$  (dorychla) se nepoužívají

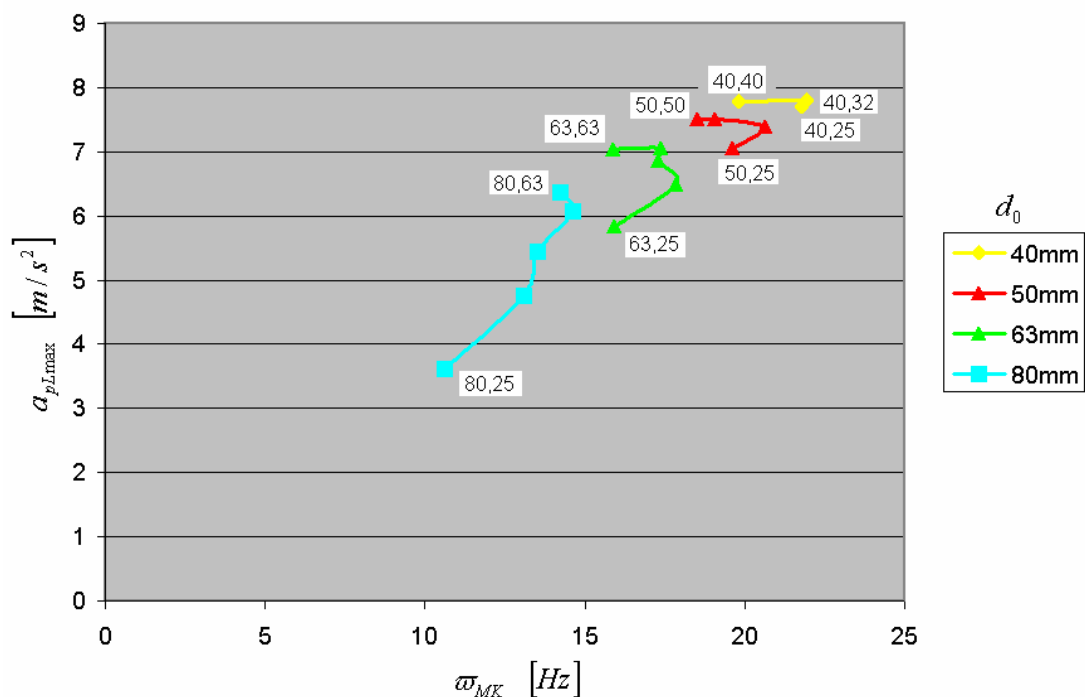
šedá políčka jsou převody v rozsahu  $p_R = (1 \div 4)$ , nejčastěji používané pro obráběcí stroje



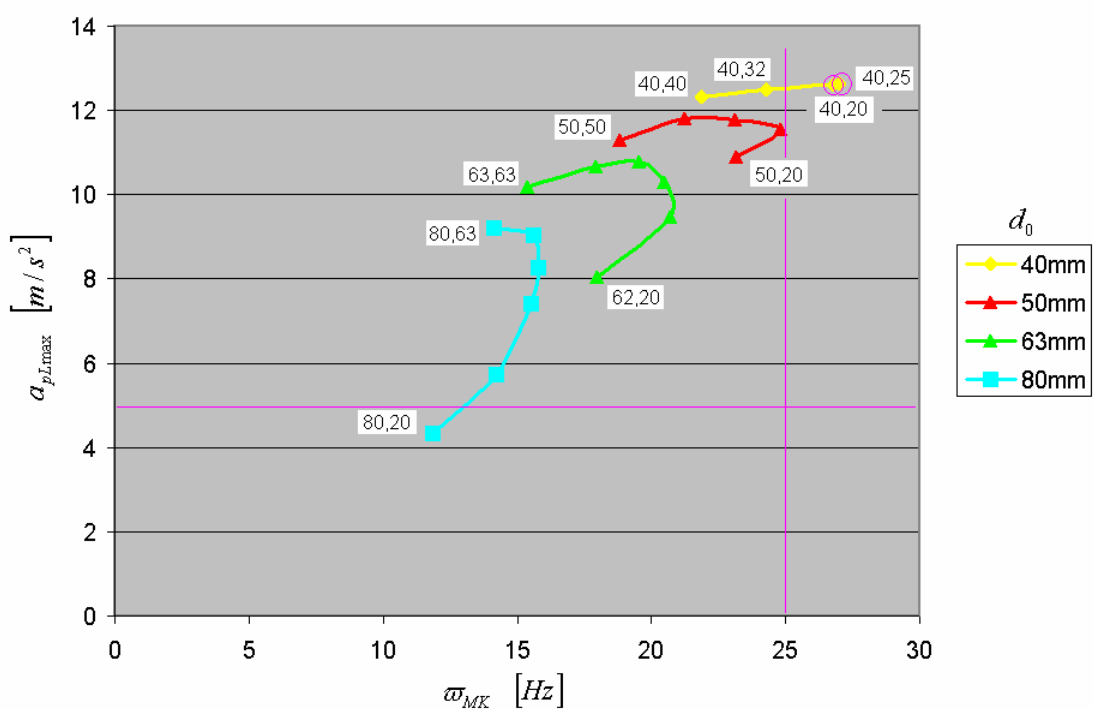
### 8MR – 85

Výsledky výpočtů graficky:

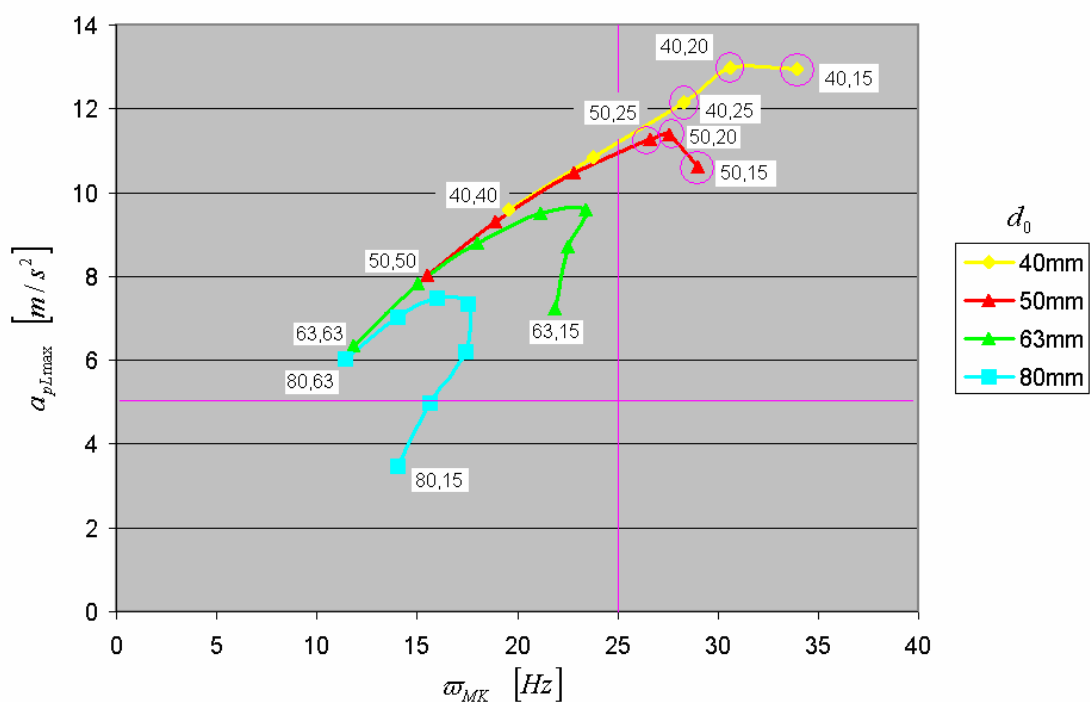
Závislosti dosažitelných zrychlení  $a_{pLmax}$  a antirezonančních frekvencí  $\omega_{MK}$  na průměru a stoupání šroubu  $d_0, h$ :



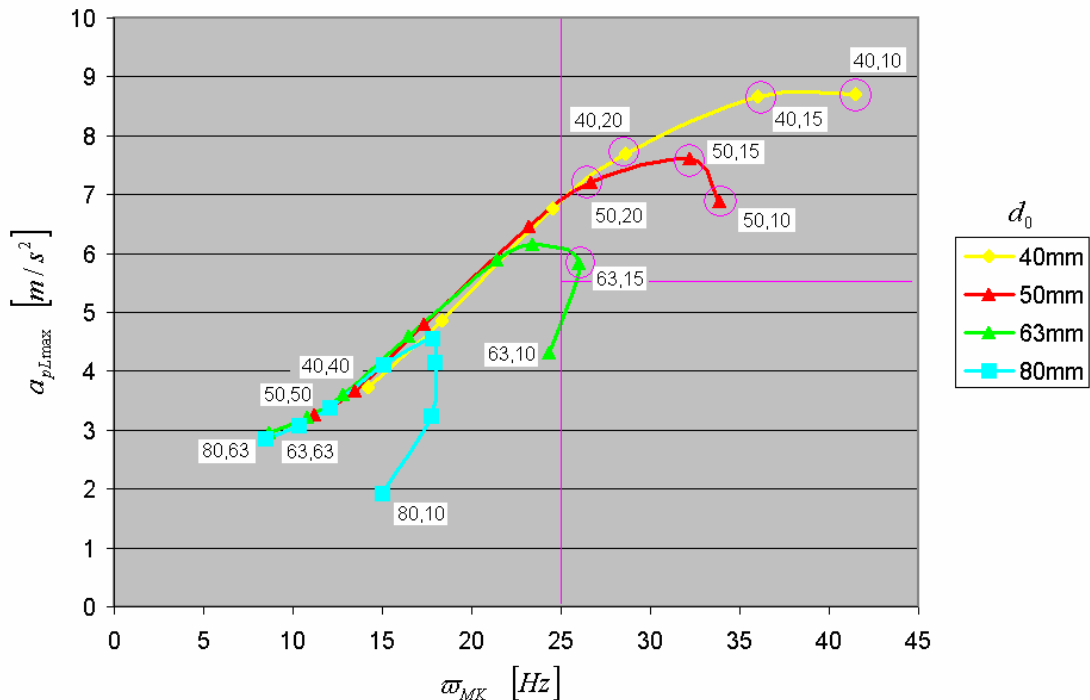
Graf 2:  $n_j = 1500$  ot/min (motor č. 1)



Graf 3:  $n_j = 2000$  ot/min (motor č. 2)



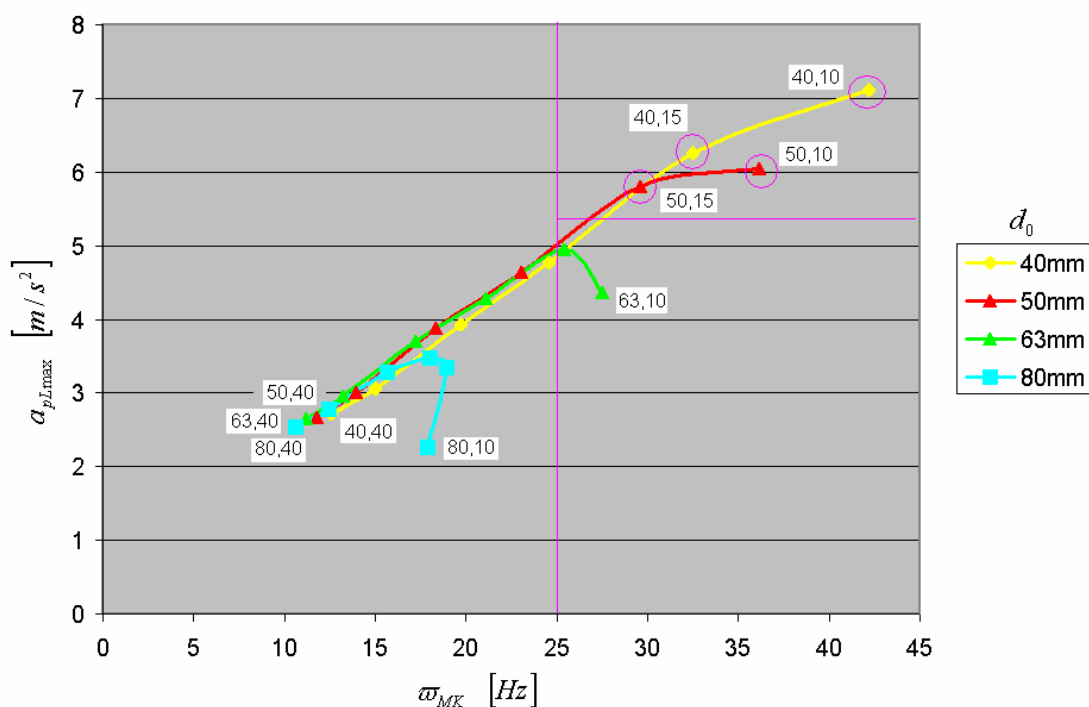
Graf 4:  $n_j = 3000$  ot/min (motor č. 3)



Graf 5:  $n_j = 4500$  ot/min (motor č. 4)

- Pozn.: - popisky jednotlivých bodů v grafech značí  $d_0$ ,  $h$  [mm]  
- kompletní tabulkový výpis výsledků je uveden v příloze  
- barevné značení  $\varnothing d_0$  bude dále dodržováno





Graf 6:  $n_j = 6000$  ot/min (motor č. 5)

nejlepší varianty z pohledu dosažených  $\omega_{MK} > 25\text{Hz}$ ,  $a_{pL} \geq 5\text{m/s}^2$  (zakroužkovány v grafech):

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$V_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
40, 20	26,788	34,014	12,595	17,058	29,867	1,071	2
40, 25	27,005	34,123	12,641	16,987	29,474	1,357	2
40, 15	33,963	46,236	12,952	16,688	29,647	1,214	3
40, 20	30,601	42,36	12,97	16,711	30,545	1,571	3
40, 25	28,301	40,235	12,147	15,617	30	2	3
50, 15	29,032	43,561	10,626	13,722	29,647	1,214	3
50, 20	27,597	40,637	11,392	14,821	30,545	1,571	3
50, 25	26,642	39,297	11,263	14,512	30	2	3
40, 10	41,477	55,742	8,698	10,846	29,647	1,214	4
40, 15	36,012	49,867	8,674	10,923	31,5	1,714	4
40, 20	28,603	42,326	7,69	9,684	31,5	2,286	4
50, 10	33,855	51,444	6,884	8,499	29,647	1,214	4
50, 15	32,18	47,723	7,607	9,604	31,5	1,714	4
50, 25	26,692	41,009	7,209	9,078	31,5	2,286	4
63, 15	26,009	43,971	5,825	7,3	31,5	1,714	4
40, 10	42,198	55,816	7,106	8,375	30,545	1,571	5
40, 15	32,517	46,454	6,261	7,454	31,5	2,286	5
50, 10	36,169	52,017	6,051	7,144	30,545	1,571	5
50, 15	29,575	44,201	5,804	6,923	31,5	2,286	5

Tab. 16



Výpis použitých motorů uveden v Tab. 30

podle kap. 4.1.5 Dovolené zatížení šroubů, nevyhovuje v Tab. 16 žádná z variant!

Pozn.: Pro řemenem 8MR–85 jsou provedeny výpočty frekvencí, rychlostí a zrychlení i pro šrouby s  $d_0 = 40; 50$  mm, aby bylo názorně vidět, jakých hodnot by se dalo dosáhnout s nižšími nároky na velikost síly  $F_L$ . Odtud dále už jen pro šrouby s  $d_0 = 63; 80$  mm, které splňují  $F_{amax\ dov} > F_L$ .

### 14M-115

Hodnoty  $\omega_{MK}$  nezávisí na  $(M_0, M_n, J_M)$ , proto je můžeme vypočítat před přiřazením motoru:

$n_i = 3000$ [ot/min]			$n_i = 4500$ [ot/min]			$n_i = 6000$ [ot/min]		
$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	splnění **	$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	splnění **	$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	splnění **
63, 15	32,12	N	63, 10	37,507	N	63, 10	35,195	N
63, 20	26,566	A	63, 15	29,632	N	63, 15	24,267	N
63, 25	21,461	A	63, 20	21,25	A			
80, 15	24,606	N	80, 10	28,446	N			
80, 20	22,63	A	80, 15	24,827	N			
80, 25	19,494	A	80, 20	19,17	A			

Tab. 17

\*\* - vyhovuje podle kap. 4.1.5 na  $n_{s\ dov}$ , A/N (ano / ne)

fialová barva značí antirezonanční frekvence  $> 25$  Hz

Nejlepší realizovatelné varianty:

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
63, 20	26,566	41,13	4,13	4,78	30,545	1,571	6
63, 20	26,566	38,839	5,551	6,145	30,545	1,571	7

Tab. 18

Výpis použitých motorů uveden v Tab. 30

Pozn.: Následující optimalizační postupy se již více zaměřují na místa, kde lze předpokládat vysoké hodnoty  $\omega_{MK}$  (jsou vidět z grafů č. 2 ÷ 6)



## 4.2.2 Optimalizace na max. zrychlení

postup výpočtu:

- 1) Vypočteme  $p_{Ropt}$  pro uvažované průměry šroubů
- 2) Podle nejbližšího  $z_2$  dopočítáme skutečný převod  $p_{Rskut}$  podle vztahu (14)
- 3) Vypočteme potřebné momenty  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_{3A}$  a max. dosažitelnou rychlost  $v_{Lmax}$  pro celou otáčkovou řadu motorů a všechna stoupání šroubů  $h$
- 4) Vybereme kombinace ( $d_0$ ,  $h$ ;  $n_j$ ), které se nejvíce blíží  $v_{Lmax}$  žádané (30 m/min)
- 5) Vypočteme  $\omega_{MK}$  a vybereme nejlepší kombinace ( $d_0$ ,  $h$ )
- 6) Vyřadíme ty kombinace, které nesplňují kap. 4.1.5
- 7) Přiřadíme nejvhodnější motory podle  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_{3A}$ , dopočítáme zbylé hodnoty ( $\Omega_k$ ,  $a_{pL}$ ,  $a_{rL}$ ) a vybereme nejlepší varianty

Optimální převod pro dosažení max. zrychlení:

$$p_{Ropt} = \sqrt[n]{\frac{2}{n-2} \cdot \frac{JS_{cel}}{J_{R1}}} \quad (111)$$

n se pohybuje v rozmezí  $3 \div 4$ , uvažujme  $n = 3,5$ 

Řemen:	14M-115			8MR-85		
d0 [mm]	$p_{Ropt}$	$p_{Rskut}$	$z_2$	$p_{Ropt}$	$p_{Rskut}$	$z_2$
63	0,998 ÷ 1,022	1	28	2,075 ÷ 2,131	2	56
80	1,33 ÷ 1,368	1,286	36	2,771 ÷ 2,851	2,857	80

Tab. 19

Pozn.: Protože  $JS_{cel}$  je pro každé stoupání jiné (jiné délky kul. matic, tedy i kul. šroubů), je  $p_{Ropt}$  v rozmezí ( $p_{Ropt min}$ ,  $p_{Ropt max}$ ).

max. rychlost suportu při rychloposuvu s uvažovaným využitím otáček motoru na 80%:

$$v_{Lmax} = \frac{n_{rm} \cdot h}{p_{Ropt}} = \frac{n_j \cdot 0,8 \cdot h}{p_{Ropt}} \quad (112)$$

**8MR-85:**

	(2,5xM2)			$n_j = 1500$ [1/min]	$n_j = 2000$ [1/min]	$n_j = 3000$ [1/min]	$n_j = 4500$ [1/min]	$n_j = 6000$ [1/min]
$d_0, h$ [mm]	M1 [Nm]	M2 [Nm]	M3A [Nm]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]
63, 10	11,029	4,412	16,396	6	8	12	18	24
63, 15	11,825	4,73	22,706	9	12	18	27	36
63, 20	12,621	5,048	29,017	12	16	24	36	48
63, 25	13,416	5,367	35,327	15	20	30	45	60
63, 32	14,53	5,812	44,162	19,2	25,6	38,4	57,6	76,8
63, 40	15,804	6,321	54,259	24	32	48	72	96
63, 50	17,395	6,958	66,88	30	40	60	90	120
63, 63	19,464	7,786	83,287	37,8	50,4	75,6	113,4	151,2
80, 10	11,964	4,786	13,175	4,2	5,6	8,4	12,6	16,8
80, 15	12,521	5,008	17,592	6,3	8,4	12,6	18,9	25,2
80, 20	13,078	5,231	22,009	8,4	11,2	16,8	25,2	33,6
80, 25	13,635	5,454	26,427	10,5	14	21	31,5	42
80, 32	14,415	5,766	32,611	13,44	17,92	26,88	40,32	53,76
80, 40	15,306	6,123	39,679	16,8	22,4	33,6	50,4	67,2
80, 50	16,42	6,568	48,513	21	28	42	63	84
80, 63	17,869	7,147	59,999	26,46	35,28	52,92	79,38	105,84

Tab. 20

Pozn.: šedivá políčka jsou hodnoty  $v_{Lmax}$  v blízkosti  $v_{Lmax}$  žádané

Hodnoty  $\omega_{MK}$  nezávisí na použitém motoru ( $n_j, M_0, M_n, J_M$ ), proto je můžeme vypočítat před přiřazením motoru:

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]
63, 10	30,607	80, 10	22,344
63, 15	27,047	80, 15	19,706
63, 20	24,777	80, 20	18,594
63, 25	23,443	80, 25	17,829
63, 32	21,53	80, 32	17,196
63, 40	19,555		

Tab. 21

63, 10 dosáhne  $\downarrow v_{Lmax}$  – vyřadíme, 63, 15 s  $n_j = 4500$  [1/min] vyhovuje podle kap. 4.1.5

na  $n_s$  dov

Nejlepší realizovatelné varianty:

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
63, 15	27,047	44,189	5,538	6,754	27	2	4

Tab. 22

**14M-115:**

	(2,5xM2)			$n_j = 1500$ [1/min]	$n_j = 2000$ [1/min]	$n_j = 3000$ [1/min]	$n_j = 4500$ [1/min]	$n_j = 6000$ [1/min]
$d_0, h$ [mm]	M1 [Nm]	M2 [Nm]	M3A [Nm]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$v_{Lmax}$ [m/min]
63, 10	22,058	8,823	32,792	12	16	24	36	48
63, 15	23,65	9,46	45,413	18	24	36	54	72
63, 20	25,241	10,096	58,034	24	32	48	72	96
63, 25	26,833	10,733	70,655	30	40	60	90	120
63, 32	29,061	11,624	88,324	38,4	51,2	76,8	115,2	153,6
63, 40	31,607	12,643	108,518	48	64	96	144	192
63, 50	34,79	13,916	133,76	60	80	120	180	240
63, 63	38,929	15,571	166,574	75,6	100,8	151,2	226,8	302,4
80, 10	26,587	10,635	29,277	9,3	12,4	18,7	28	37,3
80, 15	27,825	11,13	39,093	14	18,7	28	42	56
80, 20	29,063	11,625	48,91	18,7	24,9	37,3	56	74,7
80, 25	30,3	12,12	58,726	23,3	31,1	46,7	70	93,3
80, 32	32,033	12,813	72,469	29,9	39,8	59,7	89,6	119,5
80, 40	34,014	13,606	88,175	37,3	49,8	74,7	112	149,3
80, 50	36,49	14,596	107,808	46,7	62,2	93,3	140	186,7
80, 63	39,708	15,883	133,33	58,8	78,4	117,6	176,4	235,2

Tab. 23

[mm] $d_0, h$	[Hz] $\omega_{MK}$	[1/min] $n_j$	splnění **
63, 10	34,758	4500	N
63, 15	30,292	3000	N
63, 20	27,558	2000	A
63, 25	25,983	1500, 2000	A
63, 32	23,866	1500	A
80, 10	29,5	4500, 6000	N
80, 15	25,311	3000, 4500	A, N
80, 20	23,55	3000	A
80, 25	22,374	2000	A

Tab. 24

\*\* - vyhovuje podle kap. 4.1.5 na  $n_{s\text{ dov}}$ , A/N (ano/ne)

Nejllepší realizovatelné varianty:

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
63, 20	27,558	41,67	6,645	8,314	32	1	9
63, 25	25,983	37,807	6,811	9,107	30	1	8
63, 25	25,983	37,807	6,823	9,119	40	1	9
80, 15	25,311	39,788	4,387	4,814	28	1,286	7

Tab. 25



## 4.2.3 Optimalizace na max. antirezonanční frekvenci

Postup výpočtu:

- 1) Vybereme z 4.2.2 varianty s  $\omega_{MK} \geq 25\text{Hz}$
- 2) Vypočítáme max. dovolené rychlosti  $v_{L\max\text{ dov}}$  z otáček  $n_{s\text{ dov}}$  a stoupání šroubu  $h$ .
- 3) Vypočítáme  $\omega_{MK}$  pro různá  $z_2$  a vybereme varianty ( $d_0, h; z_2$ ) s  $\omega_{MK} \geq 25\text{Hz}$
- 4) Přiřadíme  $n_j$  pro ( $d_0, h, z_2$ ) s ohledem na Tab. 26
- 5) Výpočet M1, M2, M3A a přiřazení motorů (v příloze)
- 6) Dopocítáme zbylé hodnoty  $\Omega_K, a_{pL\max}, a_{rL\max}$  a vybereme nejlepší varianty

Varianty z 4.2.2 s  $\omega_{MK} \geq 25\text{Hz}$ :

8MR-85: 63,10 ; 63,15 ; 63,20, 14M-115: 63,10 ; 63,15 ; 63,20 ; 63,25 ; 80,10 ; 80,15

Max. rychlost suportu, kterou dovolují otáčky šroubu  $n_{s\text{ dov}}$ :

$$v_{L\max\text{ dov}} = n_{s\text{ dov}} \cdot h \quad (113)$$

$d_0, h$ [mm]	$n_{s\text{ dov}}$ [ot/min]	$v_{L\max\text{ dov}}$ [m/min]
63, 10	1930	19,3
63, 15	1840,1	27,6
63, 20	1750,1	35,0
63, 25	2026,6	50,7
80, 10	1875	18,8
80, 15	1875	28,1

Tab. 26

63,10 a 80,10 vyřadíme pro nízkou max. dovolenou rychlost

řemen:	8MR-85	8MR-85	14M-115	14M-115	14M-115	14M-115
$d_0, h:$	63, 15	63, 20	63, 15	63, 20	63, 25	80, 15
$z_2$ [–]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\omega_{MK}$ [Hz]
28	18,385	16,88	30,292	27,558	25,983	21,803
30	19,595	17,974	31,062	28,203	26,576	22,857
34	21,901	20,055	32,12	29,02	27,288	24,606
36	22,986	21,032	32,464	29,245	27,457	25,311
38	24,022	21,963	32,347	29,071	27,261	25,626
44	24,616	22,555	29,643	26,566	24,883	24,435
48	26,009	23,814	29,632	26,353	24,563	24,827
56	27,047	24,777	26,133	23,109	21,461	22,437
64	25,443	23,414	24,267	21,25	19,597	21,052
72	25,998	23,853	21,724	18,91	17,365	18,96
80	24,556	22,54	21,539	18,51	16,827	18,749
90	23,046	21,112	20,076	17,087	15,412	17,437

Tab. 27



Nejlepší realizovatelné varianty:

**8MR-85**

$d_0, h$ [mm]	$z_2$ [-]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
63, 15	48	26,009	43,971	5,788	7,3	27,6	1,714	4
	56	27,047	44,189	5,538	6,754	27,6	2	4
	64	25,443	41,165	5,125	6,09	27,6	2,286	4
	72	25,988	42,209	4,458	5,201	27,6	2,571	5

Tab. 28

**14M-115**

$d_0, h$ [mm]	$z_2$ [-]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
63, 15	28	30,292	42,369	5,024	5,925	27,6	1	9
	30	31,062	43,255	4,804	5,57	27,6	1,071	9
	34	32,12	47,159	4,438	5,091	27,6	1,214	6
	36	32,464	45,411	5,566	6,1	27,6	1,286	7
	38	32,347	45,512	5,24	5,703	27,6	1,357	7
	44	29,643	42,839	4,345	4,68	27,6	1,571	7
	48	29,632	50,579	1,687	2,006	27,6	1,714	10
	56	26,133	47,302	1,328	1,541	27,6	2	10
63, 20	28	27,558	39,418	6,037	7,555	30	1	8
	30	28,203	40,079	5,823	7,167	35	1,071	9
	34	29,02	41,132	5,312	6,369	32,94	1,214	9
	36	29,245	41,558	5,059	5,977	31,11	1,286	9
	38	29,071	43,855	5,271	6,166	35	1,357	6
	44	26,566	41,13	4,445	5,084	35	1,571	6
	48	26,353	39,281	4,934	5,406	35	1,714	7
63, 25	28	25,983	37,807	6,811	9,107	37,5	1	8
	30	26,576	38,352	6,64	8,672	35	1,071	8
	34	27,288	39,172	6,171	7,755	30,88	1,214	8
	36	27,457	39,476	5,897	7,326	38,89	1,286	9
	38	27,261	39,342	5,627	6,883	36,84	1,357	9
80, 15	36	25,311	39,788	4,387	4,814	28,1	1,286	7
	38	25,626	40,068	4,227	4,606	28,1	1,357	7

Tab. 29



V předchozích metodách vyřadil doporučený vztah (86) mnoho variant řešení, proto není v 4.2.3 uvažován.

Mohou nastat dva stavy:

$$\frac{n_j}{p_R} \geq n_{s\,dov} \quad (113)$$

$$\frac{n_j}{p_R} < n_{s\,dov} \quad (114)$$

Pokud platí (113) je  $v_{L\max}$  podle Tab. 26. Pokud platí (114) je  $v_{L\max}$  podle (115)

$$v_{L\max} = \frac{n_j}{p_R} \cdot h \quad (115)$$

Použité motory v 4.2.1 až 4.2.3:

číslo motoru	$P_n$ [kW]	$n_j$ [ot/min]	$M_0$ [Nm]	$M_n$ [Nm]	$J_M$ $10^{-4}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$m$ [kg]	Označení (typ motoru)
1	9,7	1500	75	62	430	85	1FT6 132 – 6AB71
2	11,7	2000	65	56	168	45,5	1FT6 105 – 8SC7
3	14,5	3000	47	46	66,5	26	1FT6 086 – 8WF7
4	16,5	4500	35	35	48	21	1FT6 084 – 8WH7
5	21,4	6000	35	34	48	21	1FT6 084 – 8WK7
6	24,5	3000	85	78	168	45,5	1FT6 105 – 8WF7
7	34,2	3000	119	109	260	61,5	1FT6 108 – 8WF7
8	13	1500	90	83	260	61,5	1FT6 108 – 8SB7
9	16,8	2000	90	80	260	61,5	1FT6 108 – 8SC7
10	21,2	4500	47	45	66,5	26	1FT6 086 – 8WH7

Tab. 30

Pozn.: motory byly k jednotlivým variantám řešení vybírány tak, aby dokázaly zrychlit na hodnotu okolo  $a_{L\max} = 5\text{m/s}^2$  a splnily všechny podmínky v kap. 3.5





### 4.3 Výběr optimální varianty

#### kritéria pro výběr optimální varianty

žádoucí jsou:

- varianty které dosahují  $\uparrow$  hodnoty:  $\omega_{MK}$ ,  $\Omega_k$ ,  $a_{pLmax}$ ,  $a_{rLmax}$ ,  $v_{Lmax}$
- varianty které vyžadují  $\downarrow M_n$  pro dosažení požadovaného  $a_{rLmax}$  motoru resp.  $\downarrow P_n$
- varianty které mají  $\downarrow p_R$  tudíž  $\downarrow$  průměr  $d_{w2}$
- varianty které mají motor s  $\downarrow$  hmotností
- varianty které mají  $\downarrow$  průměr  $d_0$  kuličkového šroubu

Pozn.: kritéria seřazena podle jejich váhy pro výběr

optimalizační postup 4.2.3 odhalil všechny nejlepší varianty:

s řemenem 8MR-85 je to jednoznačně varianta:

$d_0, h$ [mm]	$z_2$ [-]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
63, 15	56	27,047	44,189	5,538	6,754	27,6	2	4

Tab. 31

s řemenem 14M-115 jsou to varianty:

$d_0, h$ [mm]	$z_2$ [-]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]	číslo motoru
63, 15	28	30,292	42,369	5,024	5,925	27,6	1	9
	30	31,062	43,255	4,804	5,57	27,6	1,071	9
	34	32,12	47,159	4,438	5,091	27,6	1,214	6
63, 20	34	29,02	41,132	5,312	6,369	32,94	1,214	9
	36	29,245	41,558	5,059	5,977	31,11	1,286	9
	38	29,071	43,855	5,271	6,166	35	1,357	6

Tab. 32

Pozn.: Jak je vidět z grafů č.: 2 ÷ 6, nejlepších hodnot by se dosáhlo se šrouby s  $d_0 = 40\text{mm}$  a  $50\text{mm}$ , což nelze (podle kap. 4.1.5 Dovolené zatížení šroubů) realizovat.



## 5. Závěr

Možností řešení vyšlo několik. Nelze jednoznačně říci, která varianta řešení je nejlepší. Zadání nespecifikuje, který optimalizovaný parametr ( $\omega_{MK}$ ,  $a_{Lmax}$ ,  $v_{Lmax}$ ) má největší váhu pro výběr nejlepšího řešení.

Svoji roli by ve výběru určitě sehrála i cena realizace jednotlivých variant. Ta by se ovšem nijak výrazně neměnila, protože uvedená nejlepší řešení mají jen malé odlišnosti.

V každém případě by bylo zapotřebí zvážit, zda uplatnit variantu s řemenem 8MR-85 nebo některou z možných variant s řemenem 14M-115. Nepříliš velký nárůst hodnot antirezonančních frekvencí u 14M-115 oproti 8MR-85 je totiž na úkor zvýšení potřebných výkonů elektromotorů.

Dále by se musela provést pevnostní kontrola a kontrola životnosti jednotlivých členů pohonů (zejména: řemenů, nábojů, těsných per a ložisek). Toto nebylo v zadání diplomové práce.



## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:

- [1] BUBÁK, A.: Zvyšování dynamiky a přesnosti posuvových os obráběcích strojů. Disertační práce, ČVUT, fakulta strojní, Praha 2004.
- [2] SKALLA, J.: Návrh a dimenzování polohových servomechanismů obráběcích strojů. Habilitační práce, TU v Liberci, fakulta strojní, Liberec 1995.
- [3] SOUČEK, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích. ČVUT, Praha 2004.
- [4] VÁVRA, P. a kol.: Strojnické tabulky. Scientia, spol. s r. o., pedagogické nakladatelství, Praha 1998.
- [5] KELLER, P.: Programování a řízení CNC strojů II. Presentace přednášek, TU v Liberci, fakulta strojní, Liberec 2005. URL: <http://www.kvs.vslib.cz/>

### *Firemní literatura (katalogy):*

- [5] WALTHER FLENDER: Zahnriemenantriebe, URL: <http://www.walther-flender.cz/>
- [6] REXROTH BOSCH BROUP: Kuličkové šrouby, katalog R310EN 3302 (2004.06), URL: <http://www.boschrexroth.cz/>
- [7] KSK KUŘIM: Kuličkové šrouby, URL: [http://www.ks-kurim.cz/cz/hlavni\\_fs.htm](http://www.ks-kurim.cz/cz/hlavni_fs.htm)
- [8] INA: Nadel-Axial-Zylinderrollenlager ZARN, URL: <http://medias.ina.de/medias/de!hp.ec.br/ZARN>
- [9] SIEMENS: Synchronní servomotory 1FT6, katalog DA 65.3 2004. URL: [http://www1.siemens.cz/ad/current/prezentace/technika\\_pohonu/motory/servomotory/synchronni/1ft6/index.php?mi=2](http://www1.siemens.cz/ad/current/prezentace/technika_pohonu/motory/servomotory/synchronni/1ft6/index.php?mi=2)

### *www stránky:*

<http://www.mmspektrum.com/>  
<http://www.techtydenik.cz/>  
<http://www.makino.com/>  
<http://www.mazak.cz/>  
<http://www.tajmac-zps.cz/>  
<http://okuma.com/>  
<http://hardinge.com/>  
<http://www.baumueller.cz/index.htm>



## **POUŽITÝ SOFTWARE:**

Mathcad 2000 Professional, Autocad 2002, Excel 2003, Word 2003

## **SEZNAM PŘÍLOH:**

- příloha č. 1: Přehled motorů SIEMENS 1FT6
- příloha č. 2: Hodnoty  $F/\varepsilon$  řemenů odečtené z grafů v [5]
- příloha č. 3: Kompletní výsledky pro 4.1.5 Dovolené zatížení šroubů
- příloha č. 4 ÷ 6: Vypočítané hodnoty momentů  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_{3A}$  pro 4.2.1
- příloha č. 7 ÷ 9: Kompletní výsledky pro 4.2.1
- příloha č. 10: Vypočítané hodnoty momentů  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_{3A}$  pro 4.2.3

## **PODĚKOVÁNÍ**

Na závěr bych rád poděkoval panu Prof. Ing. Janu Skalloví, CSc., vedoucímu této diplomové práce, za odborné a obětavé vedení.

Také bych rád poděkoval svým rodičům za všestrannou podporu během mého studia na vysoké škole.

# **PŘÍLOHY**

Přehled motorů SIEMENS 1FT6:

$n_j$ [ot/min]	$M_0$ [Nm]	$M_n$ [Nm]	$J_M$ $10^{-4}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$m$ [kg]	$P_n$ [kW]
1500	75	62	430	85	9,7
1500	27	24,5	99	27,5	3,8
1500	50	41	168	39,5	6,4
1500	70	61	260	55,5	9,6
1500	65	59	168	45,5	9,3
1500	90	83	260	61,5	13
1500	119	116	260	61,5	18,2
2000	27	23	99	27,5	4,8
2000	50	38	168	39,5	8
2000	27	22,5	66,5	25,5	4,7
2000	70	55	260	55,5	11,5
2000	65	56	168	45,5	11,7
2000	85	82	168	45,5	17,2
2000	119	115	260	61,5	24,1
2000	90	80	260	61,5	16,8
3000	27	18,5	66,5	25,5	5,8
3000	27	19,5	99	27,5	6,1
3000	50	31	168	39,5	9,7
3000	70	37	260	55,5	11,6
3000	26	22	48	25	6,9
3000	35	31	66,5	30	9,7
3000	65	50	168	45,5	15,7
3000	90	70	260	61,5	22
3000	35	35	48	21	11
3000	47	46	66,5	26	14,5
3000	85	78	168	45,5	24,5
3000	119	109	260	61,5	34,2
4500	26	20	48	25	9,4
4500	35	27	66,5	30	12,7
4500	65	40	168	45,5	18,8
4500	35	35	48	21	16,5
4500	47	45	66,5	26	21,2
6000	26	17	48	25	10,7
6000	35	22	66,5	30	13,8
6000	35	34	48	21	21,4
6000	47	44	66,5	26	27,7

Tab. 33

Hodnoty  $F/\varepsilon$  řemenů odečtené z grafů v [5]:

GT			
řemen	F [N]	$\varepsilon$ [-]	$F/\varepsilon$ [N]
3MR-15	700	0,14	5000
3MR-9	500	0,18	2777,8
3MR-6	300	0,18	1666,7
5MR-25	1800	0,21	8571,4
5MR-15	971	0,21	4623,8
5MR-10	614	0,21	2923,8
8MR-85	10790	0,17	63470,6
8MR-50	6304	0,17	37082,4
8MR-30	3402	0,17	20011,8
8MR-20	2167	0,17	12747,1
8MR-15	1582	0,17	9305,9

Tab. 34

HTD			
řemen	F [N]	$\varepsilon$ [-]	$F/\varepsilon$ [N]
14M-150	29247	0,155	188690
14M-115	21602	0,155	139368
14M-85	15492	0,155	99948,4
14M-55	9324	0,155	60154,8
14M-40	6226	0,155	40167,7
8M-85	7194	0,21	34257,1
8M-50	4203	0,21	20014,3
8M-30	2268	0,21	10800
8M-20	1445	0,21	6881
8M-15	1054	0,21	5019
5M-25	1126	0,105	10723,8
5M-15	661	0,105	6295,2
5M-10	418	0,105	3981
3M-15	474	0,125	3792
3M-9	266	0,125	2128
3M-6	159	0,125	1272

Tab. 35

Pozn.: zeleně označeny nejvhodnější řemeny



Kompletní výsledky pro 4.1.5 Dovolené zatížení šroubů :

d <sub>0</sub> , h [mm]	L <sub>132</sub> [mm]	n <sub>max1</sub> [ot/min]	n <sub>max2</sub> [ot/min]	n <sub>maxL</sub> [ot/min]	n <sub>s dov</sub> [ot/min]	F <sub>amax dov</sub> [N]
40, 10	1549	3750	1333,7	5500	1333,7	5458,5
40, 15	1562	3750	1311,6	5500	1311,6	5368
40, 20	1486	3750	1449,1	5500	1449,1	5931,2
40, 25	1483	3750	1455	5500	1455	5955,2
40, 32	1474	3750	1472,8	5500	1472,8	6028,1
40, 40	1462	3750	1497,1	5500	1497,1	6127,5
50, 10	1593	3000	1576,3	4400	1576,3	12600,4
50, 15	1617	3000	1529,8	4400	1529,8	12229,2
50, 20	1659	3000	1453,3	4400	1453,3	11617,8
50, 25	1554	3000	1656,4	4400	1656,4	13240,8
50, 32	1542	3000	1682,3	4400	1682,3	13447,7
50, 40	1532	3000	1704,3	4400	1704,3	13623,8
50, 50	1530	3000	1708,7	4400	1708,7	13659,5
63, 10	1616	2381	1930	3600	1930	30861,4
63, 15	1655	2381	1840,1	3600	1840,1	29424,1
63, 20	1697	2381	1750,1	3600	1750,1	27985,6
63, 25	1577	2381	2026,6	3600	2026,6	32406,7
63, 32	1562	2381	2065,7	3600	2065,7	33032,1
63, 40	1552	2381	2092,4	3600	2092,4	33459,2
63, 50	1542	2381	2119,6	3600	2119,6	33894,6
63, 63	1603	2381	1961,4	3600	1961,4	31364
80, 10	1682	1875	2262,2	2700	1875	74070,4
80, 15	1722	1875	2158,3	2700	1875	70669,2
80, 20	1752	1875	2085	2700	1875	68269,8
80, 25	1782	1875	2015,4	2700	1875	65990,5
80, 32	1642	1875	2373,7	2700	1875	77723,1
80, 40	1640	1875	2379,5	2700	1875	77912,8
80, 50	1622	1875	2432,6	2700	1875	79651,7
80, 63	1612	1875	2462,9	2700	1875	80643

Tab. 36

Vypočítané hodnoty momentů M1, M2, M3A pro 4.2.1:

$n_i = 1500$  ot/min

d <sub>0</sub> , h [mm]	M1=(5xM2)	<M <sub>0</sub> M1=(2.5xM2)	<M(nrm) M2	<M(npm) M3A	p <sub>R</sub> [-]
40, 25	32,415	16,208	6,483	66,405	1
40, 32	28,68	14,339	5,736	65,391	1,286
40, 40	26,705	13,352	5,341	66,352	1,571
50, 25	38,415	19,208	7,683	67,605	1
50, 32	33,345	16,672	6,669	66,324	1,286
50, 40	30,525	15,262	6,105	67,116	1,571
50, 50	27,165	13,583	5,433	65,355	2
63, 25	53,665	26,833	10,733	70,655	1
63, 32	45,205	22,603	9,041	68,697	1,286
63, 40	40,23	20,114	8,046	69,057	1,571
63, 50	34,79	17,395	6,958	66,88	2
63, 63	30,28	15,139	6,056	64,779	2,571
80, 25	77,915	38,958	15,583	75,505	1
80, 32	64,065	32,033	12,813	72,469	1,286
80, 40	55,66	27,83	11,132	72,143	1,571
80, 50	46,915	23,458	9,383	69,305	2
80, 63	39,71	19,854	7,942	66,665	2,571
Max.M3A:					75,505
Min.M3A:					64,779

Tab. 37 (momenty M1, M2, M3A v [Nm])

$n_j = 2000$  ot/min

d <sub>0</sub> , h [mm]	M1=(5xM2)	<M <sub>0</sub> M1=(2.5xM2)	<M(nrm) M2	<M(npm) M3A	p <sub>R</sub> [-]
40, 20	27,285	13,642	5,457	50,198	1,071
40, 25	23,885	11,943	4,777	48,93	1,357
40, 32	21,51	10,754	4,302	49,043	1,714
40, 40	20,98	10,491	4,196	52,134	2
50, 20	32,885	16,442	6,577	51,318	1,071
50, 25	28,305	14,153	5,661	49,814	1,357
50, 32	25,01	12,504	5,002	49,743	1,714
50, 40	23,98	11,991	4,796	52,734	2
50, 50	21,13	10,564	4,226	50,832	2,571
63, 20	47,115	23,558	9,423	54,165	1,071
63, 25	39,545	19,771	7,909	52,062	1,357
63, 32	33,905	16,952	6,781	51,523	1,714
63, 40	31,605	15,804	6,321	54,259	2
63, 50	27,06	13,53	5,412	52,018	2,571
63, 63	24,22	12,111	4,844	51,823	3,214
80, 20	69,75	34,875	13,95	58,692	1,071
80, 25	57,41	28,706	11,482	55,635	1,357
80, 32	48,05	24,025	9,61	54,352	1,714
80, 40	43,73	21,866	8,746	56,684	2
80, 50	36,49	18,245	7,298	53,904	2,571
80, 63	31,765	15,883	6,353	53,332	3,214
Max.M3A:					58,692
Min.M3A:					48,93

Tab. 38 (momenty M1, M2, M3A v [Nm])

$n_j = 3000 \text{ ot/min}$

$d_0, h$ [mm]	$M1=(5 \times M2)$	$\langle M_0 \rangle$ $M1=(2.5 \times M2)$	$\langle M(nrm) \rangle$ M2	$\langle M(npm) \rangle$ M3A	$p_R$ [-]
40, 15	21,45	10,726	4,29	33,899	1,214
40, 20	18,6	9,301	3,72	34,226	1,571
40, 25	16,21	8,104	3,242	33,202	2
40, 32	14,34	7,17	2,868	32,696	2,571
40, 40	13,055	6,528	2,611	32,439	3,214
50, 15	26,395	13,197	5,279	34,887	1,214
50, 20	22,42	11,21	4,484	34,99	1,571
50, 25	19,21	9,604	3,842	33,802	2
50, 32	16,67	8,336	3,334	33,162	2,571
50, 40	14,92	7,461	2,984	32,812	3,214
50, 50	13,585	6,791	2,717	32,677	4
63, 15	38,95	19,476	7,79	37,399	1,214
63, 20	32,125	16,063	6,425	36,931	1,571
63, 25	26,835	13,416	5,367	35,327	2
63, 32	22,605	11,301	4,521	34,348	2,571
63, 40	19,665	9,833	3,933	33,761	3,214
63, 50	17,395	8,698	3,479	33,44	4
63, 63	15,14	7,569	3,028	32,389	5,143
80, 15	58,925	29,461	11,785	41,393	1,214
80, 20	47,555	23,778	9,511	40,017	1,571
80, 25	38,96	19,479	7,792	37,752	2
80, 32	32,035	16,017	6,407	36,234	2,571
80, 40	27,21	13,606	5,442	35,27	3,214
80, 50	23,46	11,729	4,692	34,652	4
80, 63	19,855	9,927	3,971	33,333	5,143
Max.M3A:				41,393	
Min.M3A:				32,389	

Tab. 39 (momenty M1, M2, M3A v [Nm])

$n_j = 4500 \text{ ot/min}$

$d_0, h$ [mm]	$M1=(5 \times M2)$	$\langle M_0 \rangle$ $M1=(2.5 \times M2)$	$\langle M(nrm) \rangle$ M2	$\langle M(npm) \rangle$ M3A	$p_R$ [-]
40, 10	18,83	9,415	3,766	23,505	1,214
40, 15	15,195	7,598	3,039	24,012	1,714
40, 20	12,79	6,395	2,558	23,53	2,286
40, 25	11,345	5,673	2,269	23,242	2,857
40, 32	9,22	4,609	1,844	21,019	4
40, 40	8,16	4,08	1,632	20,274	5,143
50, 10	23,77	11,886	4,754	24,493	1,214
50, 15	18,695	9,348	3,739	24,712	1,714
50, 20	15,415	7,707	3,083	24,055	2,286
50, 25	13,445	6,723	2,689	23,662	2,857
50, 32	10,72	5,359	2,144	21,319	4
50, 40	9,325	4,663	1,865	20,508	5,143
50, 50	9,055	4,528	1,811	21,785	6
63, 10	36,33	18,165	7,266	27,005	1,214
63, 15	27,59	13,796	5,518	26,491	1,714
63, 20	22,085	11,043	4,417	25,39	2,286
63, 25	18,785	9,391	3,757	24,729	2,857
63, 32	14,53	7,265	2,906	22,081	4
63, 40	12,29	6,146	2,458	21,101	5,143
63, 50	11,595	5,798	2,319	22,293	6
63, 63	11,355	5,677	2,271	24,292	6,857
80, 10	56,3	28,151	11,26	30,999	1,214
80, 15	41,735	20,869	8,347	29,32	1,714
80, 20	32,695	16,348	6,539	27,512	2,286
80, 25	27,27	13,635	5,454	26,427	2,857
80, 32	20,595	10,296	4,119	23,294	4
80, 40	17,005	8,504	3,401	22,044	5,143
80, 50	15,64	7,819	3,128	23,102	6
80, 63	14,89	7,445	2,978	24,999	6,857
Max.M3A:				30,999	
Min.M3A:				20,274	

Tab. 40 (momenty M1, M2, M3A v [Nm])

$n_i = 6000 \text{ ot/min}$

$d_0, h$ [mm]	$M1=(5 \times M2)$	$\langle M_0 \rangle$ $M1=(2.5 \times M2)$	$\langle M(nrm) \rangle$ M2	$\langle M(npm) \rangle$ M3A	$p_R$ [-]
40, 10	14,55	7,276	2,91	18,163	1,571
40, 15	11,395	5,698	2,279	18,009	2,286
40, 20	9,095	4,547	1,819	16,733	3,214
40, 25	8,105	4,052	1,621	16,601	4
40, 32	7,17	3,585	1,434	16,348	5,143
40, 40	6,995	3,497	1,399	17,378	6
50, 10	18,37	9,185	3,674	18,927	1,571
50, 15	14,02	7,011	2,804	18,534	2,286
50, 20	10,96	5,481	2,192	17,106	3,214
50, 25	9,605	4,802	1,921	16,901	4
50, 32	8,335	4,168	1,667	16,581	5,143
50, 40	7,995	3,997	1,599	17,578	6
63, 10	28,075	14,037	5,615	20,868	1,571
63, 15	20,695	10,347	4,139	19,868	2,286
63, 20	15,705	7,853	3,141	18,055	3,214
63, 25	13,415	6,708	2,683	17,664	4
63, 32	11,3	5,651	2,26	17,174	5,143
63, 40	10,535	5,268	2,107	18,086	6
80, 10	43,505	21,753	8,701	23,954	1,571
80, 15	31,305	15,651	6,261	21,99	2,286
80, 20	23,25	11,625	4,65	19,564	3,214
80, 25	19,48	9,739	3,896	18,876	4
80, 32	16,015	8,008	3,203	18,117	5,143
80, 40	14,575	7,289	2,915	18,895	6
Max.M3A:					23,954
Min.M3A:					16,348

Tab. 41 (momenty M1, M2, M3A v [Nm])

Kompletní výsledky pro 4.2.1:

$n_j = 1500$  ot/min (motor č. 1)

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]
40, 25	21,791	25,629	7,711	11,566	30	1
40, 32	21,942	25,718	7,792	11,592	29,867	1,286
40, 40	19,793	23,371	7,788	11,746	30,545	1,571
50, 25	19,617	23,932	7,048	10,632	30	1
50, 32	20,635	24,737	7,39	11,023	29,867	1,286
50, 40	19,08	22,869	7,497	11,341	30,545	1,571
50, 50	18,5	22,155	7,5	11,219	30	2
63, 25	15,926	21,093	5,829	8,87	30	1
63, 32	17,846	22,549	6,486	9,812	29,867	1,286
63, 40	17,277	21,46	6,865	10,444	30,545	1,571
63, 50	17,379	21,279	7,057	10,615	30	2
63, 63	15,891	19,456	7,033	10,462	29,4	2,571
80, 25	10,626	17,495	3,607	5,575	30	1
80, 32	13,079	19,06	4,751	7,21	29,867	1,286
80, 40	13,527	18,627	5,443	8,355	30,545	1,571
80, 50	14,607	19,13	6,065	9,175	30	2
80, 63	14,234	18,153	6,375	9,536	29,4	2,571

Tab. 42

$n_j = 2000$  ot/min (motor č. 2)

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]
40, 20	26,788	34,014	12,595	17,058	29,867	1,071
40, 25	27,005	34,123	12,641	16,987	29,474	1,357
40, 32	24,262	31,053	12,482	16,87	29,867	1,714
40, 40	21,851	28,779	12,327	17,06	32	2
50, 20	23,18	31,551	10,878	14,677	29,867	1,071
50, 25	24,832	32,714	11,552	15,554	29,474	1,357
50, 32	23,111	30,362	11,772	15,944	29,867	1,714
50, 40	21,224	28,477	11,805	16,374	32	2
50, 50	18,816	25,655	11,293	15,506	31,111	2,571
63, 20	17,974	28,144	8,029	10,966	29,867	1,071
63, 25	20,703	29,889	9,472	12,806	29,474	1,357
63, 32	20,476	28,54	10,299	14,006	29,867	1,714
63, 40	19,555	27,372	10,766	14,968	32	2
63, 50	17,919	25,054	10,661	14,67	31,111	2,571
63, 63	15,378	22,094	10,18	14,008	31,36	3,214
80, 20	11,854	24,758	4,33	5,981	29,867	1,071
80, 25	14,209	25,958	5,727	7,857	29,474	1,357
80, 32	15,532	25,325	7,408	10,058	29,867	1,714
80, 40	15,801	24,914	8,281	11,593	32	2
80, 50	15,583	23,481	9,035	12,488	31,111	2,571
80, 63	14,143	21,267	9,22	12,715	31,36	3,214

Tab. 43

$n_i = 3000$  ot/min (motor č. 3)

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]
40, 15	33,963	46,236	12,952	16,688	29,647	1,214
40, 20	30,601	42,36	12,97	16,711	30,545	1,571
40, 25	28,301	40,235	12,147	15,617	30	2
40, 32	23,778	35,644	10,855	13,957	29,867	2,571
40, 40	19,528	31,244	9,599	12,225	29,867	3,214
50, 15	29,032	43,561	10,626	13,722	29,647	1,214
50, 20	27,597	40,637	11,392	14,821	30,545	1,571
50, 25	26,642	39,297	11,263	14,512	30	2
50, 32	22,849	35,036	10,471	13,462	29,867	2,571
50, 40	18,927	30,749	9,318	11,98	29,867	3,214
50, 50	15,536	27,257	8,033	10,328	30	4
63, 15	21,901	39,547	7,218	9,29	29,647	1,214
63, 20	22,555	37,651	8,715	11,39	30,545	1,571
63, 25	23,443	37,32	9,601	12,397	30	2
63, 32	21,16	33,924	9,517	12,171	29,867	2,571
63, 40	18,008	30,052	8,783	11,316	29,867	3,214
63, 50	15,058	26,827	7,815	10,047	30	4
63, 63	11,81	23,234	6,347	8,083	29,4	5,143
80, 15	14,002	35,737	3,478	4,518	29,647	1,214
80, 20	15,629	34,057	4,969	6,49	30,545	1,571
80, 25	17,424	34,004	6,207	8,07	30	2
80, 32	17,559	31,779	7,335	9,493	29,867	2,571
80, 40	15,981	28,764	7,491	9,673	29,867	3,214
80, 50	14,007	26,082	7,031	9,078	30	4
80, 63	11,392	22,908	6,023	7,687	29,4	5,143

Tab. 44

$n_j = 4500$  ot/min (motor č. 4)

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]
40, 10	41,477	55,742	8,698	10,846	29,647	1,214
40, 15	36,012	49,867	8,674	10,923	31,5	1,714
40, 20	28,603	42,326	7,69	9,684	31,5	2,286
40, 25	24,553	38,881	6,766	8,499	31,5	2,857
40, 32	18,306	33,027	4,862	5,962	28,8	4
40, 40	14,213	29,01	3,723	4,512	28	5,143
50, 10	33,855	51,444	6,884	8,499	29,647	1,214
50, 15	32,18	47,723	7,607	9,604	31,5	1,714
50, 20	26,692	41,009	7,209	9,078	31,5	2,286
50, 25	23,189	37,655	6,463	8,139	31,5	2,857
50, 32	17,313	31,754	4,799	5,884	28,8	4
50, 40	13,439	27,813	3,657	4,484	28	5,143
50, 50	11,171	25,259	3,253	4,036	30	6
63, 10	24,302	45,949	4,321	5,429	29,647	1,214
63, 15	26,009	43,971	5,825	7,3	31,5	1,714
63, 20	23,414	38,798	6,16	7,777	31,5	2,286
63, 25	21,417	36,302	5,892	7,438	31,5	2,857
63, 32	16,449	30,767	4,59	5,64	28,2	4
63, 40	12,827	26,866	3,601	4,415	28	5,143
63, 50	10,808	24,628	3,222	3,998	30	6
63, 63	8,689	21,462	2,957	3,76	33,075	6,857
80, 10	15,022	41,578	1,921	2,44	29,647	1,214
80, 15	17,709	39,425	3,247	4,144	31,5	1,714
80, 20	17,961	35,646	4,144	5,274	31,5	2,286
80, 25	17,829	34,19	4,555	5,765	31,5	2,857
80, 32	15,056	29,656	4,1	5,051	28,8	4
80, 40	12,095	26,017	3,385	4,16	28	5,143
80, 50	10,336	23,957	3,086	3,839	30	6
80, 63	8,484	21,179	2,863	3,65	33,075	6,857

Tab. 45

$n_i = 6000$  ot/min (motor č. 6)

$d_0, h$ [mm]	$\omega_{MK}$ [Hz]	$\Omega_k$ [Hz]	$a_{pLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$a_{rLmax}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$v_{Lmax}$ [m/min]	$p_R$ [-]
40, 10	42,198	55,816	7,106	8,375	30,545	1,571
40, 15	32,517	46,454	6,261	7,454	31,5	2,286
40, 20	24,552	39,602	4,763	5,604	29,867	3,214
40, 25	19,704	35,032	3,934	4,628	30	4
40, 32	15,02	30,384	3,061	3,595	29,867	5,143
40, 40	12,586	27,789	2,716	3,227	32	6
50, 10	36,169	52,017	6,051	7,144	30,545	1,571
50, 15	29,575	44,201	5,804	6,923	31,5	2,286
50, 20	23,072	38,064	4,634	5,451	29,867	3,214
50, 25	18,32	33,179	3,881	4,566	30	4
50, 32	13,967	28,681	3,007	3,537	29,867	5,143
50, 40	11,771	26,357	2,673	3,183	32	6
63, 10	27,534	46,36	4,361	5,168	30,545	1,571
63, 15	25,443	41,165	4,944	5,909	31,5	2,286
63, 20	21,112	36,18	4,288	5,054	29,867	3,214
63, 25	17,248	31,887	3,709	4,371	30	4
63, 32	13,254	27,541	2,96	3,482	29,867	5,143
63, 40	11,177	25,268	2,648	3,152	32	6
80, 10	17,858	41,024	2,268	2,704	30,545	1,571
80, 15	18,955	36,972	3,338	4,006	31,5	2,286
80, 20	18,025	33,954	3,479	4,116	29,867	3,214
80, 25	15,663	30,671	3,275	3,867	30	4
80, 32	12,453	26,584	2,781	3,277	29,867	5,143
80, 40	10,597	24,386	2,534	3,023	32	6

Tab. 46

Vypočítané hodnoty momentů M1, M2, M3A pro 4.2.3:

8MR-85

do, h [mm]	z <sub>2</sub> [-]	<M <sub>0</sub> M1=(2.5xM2)	<M(nrm) M2	<M(npm) M3A
63, 15	48	13,796	5,518	26,491
	56	11,825	4,73	22,706
	64	10,347	4,139	19,868
	72	9,197	3,679	17,661

Tab. 47 (momenty M1, M2, M3A v [Nm])

14M-115

do, h [mm]	z <sub>2</sub> [-]	<M <sub>0</sub> M1=(2.5xM2)	<M(nrm) M2	<M(npm) M3A
63, 15	28	23,65	9,46	45,413
	30	22,073	8,829	42,385
	34	19,476	7,79	37,399
	36	18,394	7,358	35,321
	38	17,426	6,97	33,462
	44	15,05	6,02	28,899
	48	13,796	5,518	26,491
	56	11,825	4,73	22,706
63, 20	28	25,241	10,096	58,034
	30	23,558	9,423	54,165
	34	20,787	8,315	47,793
	36	19,632	7,853	45,138
	38	18,599	7,44	42,762
	44	16,063	6,425	36,931
	48	14,724	5,89	33,853
	56	12,875	5,14	30,206
63, 25	28	26,833	10,733	70,655
	30	25,044	10,018	65,945
	34	22,098	8,839	58,186
	36	20,87	8,348	54,954
	38	19,771	7,909	52,062
80, 15	36	27,825	11,13	39,093
	38	26,36	10,544	37,036

Tab. 48 (momenty M1, M2, M3A v [Nm])